

Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von
Chunyang Xie, MSc
aus Guizhou, China

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer
Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Tag der Einreichung: 26.06.2001
Tag der mündlichen Prüfung: 23.10.2001

Darmstadt 2001
D 17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt.

Mein erster Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Bert Breuer, dem Leiter des Fachgebiets, für die Übertragung des Forschungsprojekts und die hervorragende wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Er hat mich mit großer Geduld betreut und meine Person stets gefördert. Von ihm habe ich nicht nur Fachkenntnisse erworben, sondern auch wertvolle Einblicke in die deutsche Ingenieurkultur gewonnen. Dafür danke ich von Herzen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Rainer Nordmann, dem Leiter des Fachgebiets Mechatronik und Maschinenakustik der Technischen Universität Darmstadt, danke ich für das der Aufgabenstellung entgegengebrachte Interesse und für die freundliche Übernahme des Koreferats.

Bei allen Mitarbeitern und Kollegen des Fachgebiets möchte ich mich für die Unterstützung meiner Arbeit durch zahlreiche Diskussionen und Gespräche, die Beiträge zur Ausrüstung der Versuchsfahrzeuge durch die mechanische und elektronische Werkstatt und die zusätzliche Hilfe bei meinem Einleben in Deutschland bedanken. Mein Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Frank Schröder für die Starthilfe bei meiner Promotion. Herrn Dipl.-Ing. Thomas Strothjohann danke ich besonders für die organisatorische Begleitung des Projekts und die freundliche sprachliche Korrektur dieser Dissertation. Herrn Dr.-Ing. Markus Fach gilt mein Dank für die Unterstützung bei der Vorbereitung des Projekts. Herrn Dipl.-Ing. (FH) Volker Mazian sage ich meinen Dank für die Unterstützung bei der Entwicklung der neuen Sensoren. Herrn Dipl.-Ing. Stefan Kerber danke ich sehr für die Beiträge zur Vorbereitung und Durchführung der Fahrversuche.

Dem Deutschen Akademischen Austauschdienst (DAAD) gilt mein herzlicher Dank für das großzügige Stipendium und die Betreuung im Rahmen vieler Veranstaltungen.

Der Pirelli S.p.A. danke ich für die Förderung eines Teils meiner Forschungsarbeiten und für die Genehmigung zur Veröffentlichung dieses Teils meiner Ergebnisse.

Herrn Dr.-Ing. Andreas Rupp vom Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Herrn Dipl.-Ing.(FH) Dipl.-Wirtsch.-Ing.(FH) Eberhard M. Backer von VELOS Meßsysteme GmbH danke

ich für die Ausleihe der wertvollen Kraftmeßnabe und die freundliche Einweisung in deren Funktion. Herrn Dr. Bernd Breuckmann von der Breuckmann GmbH verdanke ich die Durchführung der Messung der Fahrbahntexturen mit dem topometrischen Verfahren. Herrn Dr.-Ing. Klaus Biehl von der CARL SCHENCK AG danke ich sehr für die Hilfsbereitschaft bei der Zurverfügungstellung einer Prüfmaschine in der Planungsphase meiner Promotion. Der Firma Vacuumschmelze GmbH sei Dank gesagt für die Spende von Magneten und der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) für die Ausleihe der Linearführung zur Texturmessung von Fahrbahnoberflächen.

Nicht zuletzt gilt meiner Frau Yongmei Wu und unserer Tochter Jing mein besonderer Dank. Sie haben durch großes Verständnis und Unterstützung in hohem Maße zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Hierfür danke ich von Herzen.

Chunyang Xie

Wolfsburg im Mai 2001

Inhalt

| | | |
|----------|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1 | <i>Einführung</i> | 1 |
| 1.1 | Problematik und Zielsetzung | 1 |
| 1.2 | Stand der Forschung | 2 |
| 1.2.1 | Reibungstheorie von Reifen | 2 |
| 1.2.1.1 | Viskoelastische Eigenschaften von Gummi..... | 3 |
| 1.2.1.2 | Gummireibung | 4 |
| 1.2.1.3 | Reifenreibung | 6 |
| 1.2.1.4 | Reifenreibung beim ABS-Bremsen | 8 |
| 1.2.2 | Bewegungen der Profilelemente des Reifens | 9 |
| 1.2.3 | Schwingungen und Geräusch des Reifens..... | 12 |
| 1.2.4 | Fahrbahntextur | 14 |
| 1.2.4.1 | Erfassung und Kennzeichnung der Fahrbahntextur..... | 15 |
| 1.2.4.2 | Auswirkung der Textur der Fahrbahnoberfläche | 16 |
| 1.3 | Fazit und Aufgabenstellung | 17 |
| 2 | <i>Untersuchung der Fahrbahntextur</i> | 18 |
| 2.1 | Meßverfahren | 18 |
| 2.1.1 | Laserprofilometer | 18 |
| 2.1.2 | Topometrisches Verfahren | 20 |
| 2.2 | Wellenlängenanalyse der Fahrbahntextur | 25 |
| 2.2.1 | Grundlagen..... | 25 |
| 2.2.2 | Ergebnisse | 26 |
| 2.3 | Fazit | 31 |
| 3 | <i>Meßeinrichtungen zur Messung der Reaktionen des Reifens</i> | 32 |
| 3.1 | Methodik | 32 |
| 3.2 | Reifensorik | 33 |
| 3.2.1 | Reifensensor | 34 |
| 3.2.1.1 | Funktionsweise | 34 |
| 3.2.1.2 | Positionierung und Kalibrierung | 36 |
| 3.2.1.3 | Einbau des Reifensensors | 38 |
| 3.2.2 | Profilrillensensor..... | 40 |
| 3.3 | Prüfstand | 41 |
| 3.4 | Kraftmeßnabe | 42 |
| 3.4.1 | Meßprinzip | 43 |
| 3.4.2 | Datenverarbeitung | 44 |
| 3.5 | Versuchsträger | 45 |

| | | |
|---------|--------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.6 | Geräuschmeßanhänger | 47 |
| 3.7 | Fazit | 48 |
| 4 | <i>Profilelementverformungen und Bremskraftaufbau des Pkw-Reifens beim Bremsen</i> . | 49 |
| 4.1 | Versuchsreifen | 49 |
| 4.2 | Profilelementverformungen des Pkw-Reifens | 50 |
| 4.2.1 | Freirollend | 50 |
| 4.2.2 | ABS-Bremsung | 52 |
| 4.2.2.1 | Meßergebnisse auf trockener Fahrbahn | 52 |
| 4.2.2.2 | Meßergebnisse auf nasser Fahrbahn | 56 |
| 4.3 | Bremskraftaufbau des Pkw-Reifens | 58 |
| 4.3.1 | Untersuchungen auf dem Prüfstand | 58 |
| 4.3.2 | Während des ABS-Bremsens | 62 |
| 4.4 | Fazit | 67 |
| 5 | <i>Kraftschlußbeanspruchung des Pkw-Reifens beim ABS-Bremsen</i> | 69 |
| 5.1 | Definition | 69 |
| 5.2 | Während des ABS-Bremsens | 71 |
| 5.2.1 | Meßergebnisse auf trockener Fahrbahn | 71 |
| 5.2.2 | Meßergebnisse auf nasser Fahrbahn | 75 |
| 5.2.3 | Variation der Ausgangsgeschwindigkeit | 78 |
| 5.2.4 | Analyse der Meßfehler | 81 |
| 5.3 | Erhöhung der Kraftschlußausnutzung | 84 |
| 5.4 | Fazit | 85 |
| 6 | <i>Reibungsschwingung und Geräusch des Pkw-Reifens</i> | 87 |
| 6.1 | Reibungsschwingung des Pkw-Reifens | 87 |
| 6.1.1 | Mechanismus der Reibungsschwingung | 87 |
| 6.1.2 | Reibungsschwingung des Reifens | 88 |
| 6.1.2.1 | Beim Gleiten | 88 |
| 6.1.2.2 | Fahrbahneinfluß | 94 |
| 6.2 | Geräusch des Pkw-Reifens | 95 |
| 6.2.1 | Reifengeräusch und Profilelementbewegung | 95 |
| 6.2.2 | Air-Pumping und Luftresonanz in Profiltrillen | 101 |
| 6.3 | Fazit | 104 |
| 7 | <i>Ausblick</i> | 106 |
| 8 | <i>Zusammenfassung</i> | 108 |
| 9 | <i>Literaturverzeichnis</i> | 109 |

Formelzeichen und Indizes

| Symbol | Einheit | Bezeichnung |
|-----------------|-----------|---------------------------------------|
| A | $[m^2]$ | Berührfläche des Gummis |
| A_F | $[m^2]$ | Projektionsfläche eines Fahrzeuges |
| a | $[mm]$ | Verschiebung |
| B | $[m/s^2]$ | mittlere Verzögerung des Fahrzeuges |
| b | $[mm]$ | Abstand |
| c | $[Ns/m]$ | Dämpfung |
| c_w | $[]$ | Luftwiderstandsbeiwert |
| D | $[]$ | Verlustfaktor |
| E | $[Nm]$ | Energieverbrauch |
| \underline{E} | $[MPa]$ | komplexes Modul |
| E' | $[MPa]$ | dynamisches Modul |
| E'' | $[MPa]$ | Verlustmodul |
| E_D | $[Nm]$ | dissipierte Energie |
| E_K | $[Nm]$ | kinematische Energie |
| E_P | $[Nm]$ | potentielle Energie |
| E_R | $[Nm]$ | Reibungsenergie |
| F | $[N]$ | Reibkraft |
| F_A | $[N]$ | Adhäsionskraft |
| F_H | $[N]$ | Hysteresekraft |
| F_{Luft} | $[N]$ | Luftwiderstand |
| F_N | $[N]$ | Aufstandskraft |
| F_{xb} | $[N]$ | aus Bremsmoment berechnete Längskraft |
| F_{mx} | $[N]$ | Massenkraft in x-Richtung |
| F_{mz} | $[N]$ | Massenkraft in z-Richtung |
| F_{Roll} | $[N]$ | Rollwiderstand |
| F_{xg} | $[N]$ | gemessene Kraft in x-Richtung |
| F_{xl} | $[N]$ | Bremskraft im Reifenlatsch |
| F_{xr} | $[N]$ | berechnete Bremskraft |

| | | |
|----------------------|--------|-------------------------------------------------------------|
| F_y | [N] | Seitenkraft |
| F_{zg} | [N] | gemessene Kraft in z-Richtung |
| F_{zl} | [N] | Radlast im Reifenlatsch |
| f | [] | Reibwert |
| f_a | [] | Adhäsionsbeiwert |
| f_e | [Hz] | Erregungsfrequenz |
| f_h | [] | Hysteresbeiwert |
| f_t | [Hz] | Frequenz |
| f_w | [1/mm] | Wegfrequenz |
| f_{wabt} | [1/mm] | wegabhängige Abtastrate |
| i | [] | Laufvariable |
| $K(MY)$ | [Nm/V] | Kalibrierfaktor für Momentsignal MMY der Kraftmeßnabe VELOS |
| $K(R13)$ | [N/V] | Kalibrierfaktor für Kraftsignal MR13 der Kraftmeßnabe VELOS |
| $K(R24)$ | [N/V] | Kalibrierfaktor für Kraftsignal MR24 der Kraftmeßnabe VELOS |
| k | [N/m] | Steifigkeit |
| l | [mm] | Latschlänge |
| MMY | [V] | Momentsignal der Kraftmeßnabe VELOS |
| $MR13$ | [V] | Kraftsignal der Kraftmeßnabe VELOS |
| $MR24$ | [V] | Kraftsignal der Kraftmeßnabe VELOS |
| M_x | [Nm] | Moment um die x-Achse |
| M_y | [Nm] | Brems- bzw. Antriebsmoment um die y-Achse |
| M_{yg} | [Nm] | gemessenes Brems- bzw. Antriebsmoment um die y-Achse |
| M_z | [Nm] | Moment um die z-Achse |
| m | [kg] | Fahrzeugmasse |
| N | [] | Anzahl der Meßpunkte |
| n | [] | Anzahl |
| P | [s] | Periode |
| PEV | [mm] | Profilelementverformung |
| $PEV \text{ x-Rtg.}$ | [mm] | Profilelementverformung in x-Richtung |
| $pevx$ | [mm] | Profilelementverformung in x-Richtung |
| RVP | [mm] | relative Verschiebung zwischen zwei Profilelementen |

| | | |
|-------------------|----------------------|----------------------------------------------|
| r_{stat} | [mm] | statischer Radius des Reifens |
| S | [N/mm ²] | Schubspannung |
| s | [%] | Bremsschlupf |
| T | [°C] | Temperatur |
| t | [s] | Zeit |
| v_r | [km/h] | Radgeschwindigkeit |
| U | [V] | Sensorsignalspannung |
| V | [m ³] | Volumen des Profilnegativs |
| w | [mm] | Fahrweg des Reifenlatsches |
| α | [°] | Winkel |
| β | [°] | Winkel |
| δ | [°] | Verlustwinkel |
| λ | [mm] | Wellenlänge |
| ε | [1/s ²] | Verzögerung des Rades |
| γ | [N/mm ²] | Flächenpressung |
| μ | [] | Kraftschlußbeanspruchung |
| μ_{mb} | [] | berechnete mittlere Kraftschlußbeanspruchung |
| v | [m/s] | Gleitgeschwindigkeit |
| v_{rel} | [m/s] | Relativgeschwindigkeit |
| Θ | [kgm ²] | Massenträgheitsmoment |
| ρ_L | [kg/m ³] | Luftdicke |
| ω | [1/s] | Kreisfrequenz |
| \varnothing | [mm] | Durchmesser |
| x, y, z | | Längs-, Quer- und Vertikalrichtung |

Abkürzungen und Eigennamen

| Name | Bezeichnung |
|------------|------------------------------------------------------------------------|
| Adbasic | Software der Firma Jäger Computergesteuerte Meßtechnik GmbH |
| ABS | Antiblockiersystem |
| ASR | Antriebsschlupfregelung |
| BASt | Bundesanstalt für Straßenwesen in Bergisch Gladbach |
| BMW | Bayerische Motoren Werke |
| DFG | Deutsche Forschungsgemeinschaft |
| DOT | Department of Transportation in den USA |
| DMS | Dehnungsmeßstreifen |
| EFA | Einrad-Fahrdynamik-Prüfstand von <i>fzd</i> |
| ESP | Elektronisches Stabilitätsprogramm |
| FEM | Finite Elemente Methode |
| FFT | Fast Fourier Transformation |
| <i>fzd</i> | Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt |
| GaAs | Galliumarsenid |
| IMES | Neue Integrierte mechanisch-elektronische Systeme für den Maschinenbau |
| LBF | Fraunhofer-Institut für Betriebfestigkeit |
| LINUS | Reifenlinearprüfstand von <i>fzd</i> |
| MARGA | Reifengeräuschmeßanhänger von <i>fzd</i> |
| MATLAB | Software of the Math Works Inc. |
| MPT | Mittlere Profiltiefe |
| Opto Top | Meßgerät der Firma Breuckmann GmbH |
| PCMCIA | Datenübertragungskarte |
| Pkw | Personenkraftwagen |
| SFB | Sonderforschungsbereich der DFG |
| SWT | Seitenwandtorsionsensor |
| VELOS | Vehicle Load Sensor |
| µkro Top | Meßgerät der Firma Breuckmann GmbH |

1 Einführung

1.1 Problematik und Zielsetzung

Die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn erzeugt zum einen alle übertragbaren Kräfte des Reifens, die für die Fahrdynamik und Fahrsicherheit eines Fahrzeuges verantwortlich sind. Diese Kräfte basieren auf der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Deshalb ist der Reibungsprozeß eine äußerst wichtige Grundlage für den Betrieb von Kraftfahrzeugen. Bei den heutigen aktiven Sicherheitssystemen des Fahrzeugs wie z.B. ABS, ASR und ESP wird versucht, die Größe der Reibkräfte so zu regeln, daß das Überschreiten des stabilen Arbeitsbereichs des Reifens vermieden und der höchstmögliche Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn ausgenutzt werden kann. Wegen der zahlreichen Einflußparameter ist das Reibungsgeschehen zwischen Reifen und Fahrbahn sehr komplex. Ob die Regelung dieser Sicherheitssysteme optimal ist, ist deshalb fraglich. Die vertiefte Erfassung dieser dynamischen Interaktion ist deshalb notwendig für das bessere Verständnis der Entstehung der Reibungskräfte zwischen Reifen und Fahrbahn beim Regeln und die weitere Verbesserung des Zusammenspiels zwischen Reifen und aktiven Sicherheitssystemen.

Zum anderen führt das Zusammenwirken zwischen Reifen und Fahrbahn zu Schwingungen des Reifens und zu Änderungen der Luftbewegungen um den Reifen. Dadurch entsteht das Geräusch des Reifens. Wegen der komplexen Randbedingungen, z.B. den Bewegungen der Profilelemente und der Fahrbahntextur, sind die genauen Beschreibungen der einzelnen Mechanismen noch nicht möglich.

Die Profilelemente des Reifens sind die Bindeglieder zwischen Reifen und Fahrbahn. Deshalb sind die Bewegungen der Profilelemente, die die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn widerspiegeln und eine wichtige Rolle bei der Entstehung des Reifengeräusches spielen, von großer Bedeutung. Deshalb kann das Studium der Bewegungen der Profilelemente hinsichtlich der Entstehung der Reibungskräfte und des Geräusches des Reifens einen wichtigen Erkenntnisbeitrag liefern.

Am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt (*fzd*) wurde ein innovativer Reifensensor, der die Messung der Profilelementverformungen in den drei Raumrichtungen ermöglicht, entwickelt [16]. Der Darmstädter Reifensensor ist deshalb eine

wertvolle Meßeinrichtung für die Untersuchung der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn. Die bei *fzd* bisher mit dem Reifensensor durchgeführten Arbeiten erklärten erfolgreich viele Phänomene bei der Entstehung der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn [82, 95, 65, 3, 33]. Diese Arbeiten wurden hauptsächlich unter stationären Bedingungen durchgeführt. Die dynamischen Profilelementverformungen des Reifens bedürfen unter dynamischen Bedingungen, z.B. beim ABS-Bremsen, weiterer Untersuchungen.

Ziele der vorliegenden Arbeit sind deshalb, den Darmstädter Reifensensor so weiterzuentwickeln, daß er dynamische Bewegungen der Profilelemente des Reifens beim Bremsen, insbesondere beim ABS-Bremsen, erfassen kann. Zusammen mit den von zusätzlicher Sensorik ermittelten Meßgrößen sollen damit die Entstehung der Bremskraft des Reifens beim ABS-Bremsen besser verstanden und die Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Geräusch des Reifens besser erklärt werden.

1.2 Stand der Forschung

Die Profilelemente des Reifens in der Kontaktzone sind direkte Teilnehmer am Reibungsprozeß. Diese Bewegungen sind Ergebnisse der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn und stellen zum anderen Erregungen des Reifens dar. Dadurch werden der Reifen zu Schwingungen angeregt und das Reifengeräusch erzeugt. Der folgende Überblick über den Stand der Forschung konzentriert sich deshalb auf die Reibungstheorie von Reifen, Bewegungen der Profilelemente des Reifens, Schwingungen und Geräusch des Reifens und auf die Fahrbahntextur.

1.2.1 Reibungstheorie von Reifen

Bowden et al [11] hatten im Jahr 1950 darauf hingewiesen, daß sich die Reibkraft aus zwei Komponenten, dem Adhäsions- und dem Verformungsanteil, zusammensetzt. Darauf aufbauend stellten Kummer und Meyer [62, 63, 67] eine vereinheitlichte Gummireibungstheorie auf und legten den Grundstein der Reifenreibungstheorie. Die wichtigen seitdem geleisteten Arbeiten basierten auf dieser Theorie, z.B.: Rieger [81] und Geyer [41] vertieften diese Theorie experimentell und theoretisch bei trockenen und nassen Fahrbahnen, Weber [106] und Fink [35] untersuchten experimentell den Kraftschluß von Gummi auf Eis, Schallamach [88, 89] befaßte

sich besonders mit den Reibungsverhältnissen beim Übergang vom Ruhen zum Gleiten, Eichhorn [30], Radó [77] und Heinrich [47] stellten verschiedene Kontaktmodelle zwischen Reifen und Fahrbahn vor, um die Korrelation zwischen der Textur der Fahrbahnoberflächen und dem Reibwert der Reifen zu finden, Bachmann [2] untersuchte experimentell die Korrelation zwischen den viskoelastischen Kenngrößen, dem Gleitverhalten der Gummiprobe und den Reibwertmaxima der Reifen.

1.2.1.1 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi

Gummi ist ein polymerer Werkstoff und hat viskoelastische Eigenschaften, die eine wichtige Rolle in der Gummireibungstheorie spielen und die Wechselwirkung zwischen Gummi und Reibfläche prägen. Die viskoelastischen Eigenschaften des Gummis, die von Doi [27] detailliert auf molekularer Ebene bewiesen wurden, zeigen sowohl das vom Hooke'schen Gesetz beschriebene als auch das vom Newton'schen Fließgesetz beschriebene Verhalten in mehr oder weniger ausgeprägtem Maße. Greifen äußere Kräfte an einer Gummiprobe an, wird ein Teil der Verformungsenergie gespeichert und ein Teil in Wärme umgewandelt. Wird eine Gummiprobe sinusförmig verformt, so stellt sich eine Phasenverschiebung zwischen Spannung und Dehnung ein. Dies ist ein Resultat der inneren Dämpfung von Gummi. Man charakterisiert das viskoelastische Verhalten mit dem komplexem Modul \underline{E} :

$$\underline{E} = E' + i \cdot E'' \quad (\text{Gleichung 1})$$

Darin wird E' als dynamischer Modul und E'' als Verlustmodul definiert. Der dynamische Modul beschreibt den wiedergewinnbaren Energieanteil bei Schwingungsvorgängen, während der Verlustmodul Auskunft über die nicht wiedergewinnbare Schwingungsenergie gibt. Weiterhin definiert man den Verlustfaktor (Verlusttangente) D :

$$D = \tan \delta = \frac{E''}{E'} \quad (\text{Gleichung 2})$$

Die Größen E' , E'' und D sind dabei von der Erregungsfrequenz abhängig [69], wie **Bild 1** zeigt.

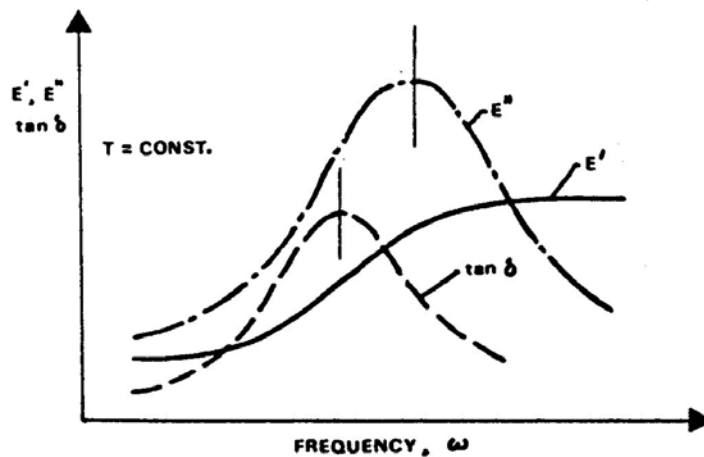


Bild 1: Meisterkurve: viskoelastische Eigenschaften von Gummi in Abhängigkeit von der Erregungsfrequenz (nach Moore [69])

Die viskoelastischen Eigenschaften von Gummi sind stark von der Temperatur abhängig. Williams, Landel und Ferry [110] hatte durch ihre experimentellen Untersuchungen gezeigt, daß Temperatur und Frequenz analoge Auswirkungen auf die viskoelastischen Eigenschaften haben. Durch eine geeignete Auswahl der Referenztemperatur wurde ein Zusammenhang zwischen Temperatur und Frequenz formelmäßig abgeleitet. Diese Formel wird W.L.F.-Beziehung genannt. Nach dieser bekannten W.L.F.-Beziehung kann die Abhängigkeit der viskoelastischen Eigenschaften von der Frequenz aus den Messungen bei Variation der Temperatur errechnet werden.

1.2.1.2 Gummireibung

Nach der vereinheitlichten Gummireibungstheorie setzt sich die Gummireibung bei trockenen Oberflächen hauptsächlich aus der Adhäsions- und Hysteresereibung zusammen, s. **Bild 2**. Die Adhäsionsreibung ist abhängig von den molekularen Bindungskräften zwischen Gummi und Reibfläche. Diese Bindungskräfte stehen Relativbewegungen zwischen Gummi und Reibfläche entgegen. Die molekularen Eigenschaften der beiden Oberflächen bestimmen die Größe der Adhäsionsreibung. Viele Arbeiten [7, 30, 42, 56, 91] stellten verschiedene Modelle vor, um die Adhäsionsreibung qualitativ zu erklären. Aber die Hysteresereibung hat eindeutige viskoelastische Eigenschaften. Wegen der Rauheit der Oberflächen und der relativen Bewegung zwischen Gummi und Reibfläche verformt sich der Gummi. Nach Meyer/Kummer [67] ist die Hysteresereibung proportional dem Verlustmodul und dem Verformungsvolumen des Gummis.

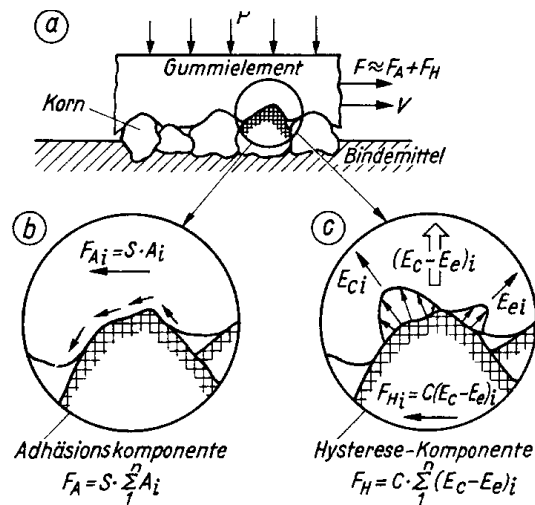


Bild 2: Mechanismus der Gummireibung (nach Meyer/Kummer [67])

Die beiden Reibungskomponenten sind Ergebnisse des hochdynamischen Zusammenwirkens der beiden Oberflächen Reifen und Fahrbahn im Molekularmaßstab und auf der sogenannten Textur der Fahrbahnoberfläche, s. **Bild 3**. Die Adhäsionsreibung ist empfindlich gegenüber Zwischenmedien (Staub, Wasser, Öl), da das Zwischenmedium die Verbindungskraft beeinflusst. Im Prinzip ist die Hysteresereibung unempfindlich gegenüber Zwischenmedien. Tatsächlich besteht jedoch eine gewisse Wechselwirkung zwischen Adhäsions- und Hysteresereibung, da ja die Adhäsion die Verformung und Verzerrung des Gummiflusses beeinflusst.

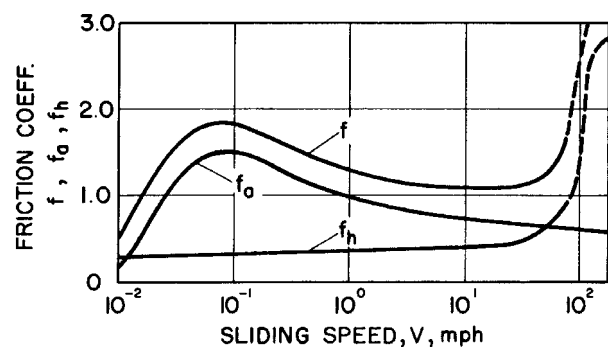
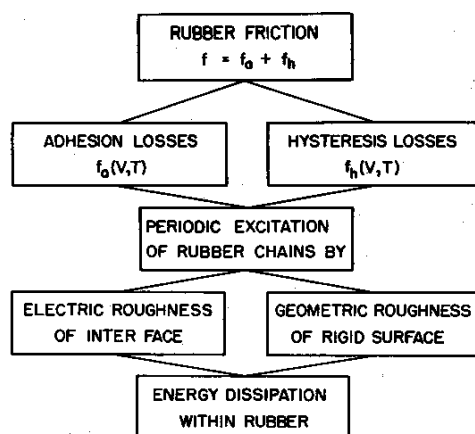


Bild 3: Vereinheitlichte Gummireibungstheorie (nach Kummer/Meyer [62])

Nach neuen Vorstellungen von Persson [75] wird auch die Adhäsionsreibung des Gummis als Hysteresereibung im Bereich der nanoskaligen Rauigkeit angenommen und damit die ganze Gummireibung als auf den viskoelastischen Eigenschaften des Gummis und der Anregung der Fahrbahnoberfläche beruhend erklärt. Huinink et al [52] unterstützen diese neuen Vorstellungen. Der experimentelle Nachweis steht jedoch noch aus.

Geyer [42] erweiterte die vereinheitliche Gummireibungstheorie und zeigte, daß sich die Reibkraft außer Adhäsion und Hysterese auch aus viskoser Reibung und Kohäsion zusammensetzt, die jedoch nicht alle gleichzeitig auftreten müssen. Die viskose Reibung kann nur bei bewässerter Oberfläche auftreten und durch Scherung einer geschlossenen viskosen Flüssigkeitsschicht zwischen der Gummiprobe und der Oberfläche entstehen. Wenn die Gummiprobe aufschwimmt, herrscht nur die viskose Reibung. Wird Energie zur Erzeugung neuer Oberflächen (Abrieb, Risse) aufgewendet, dann entsteht die Kohäsion. Normalerweise ist die Kohäsion vernachlässigbar gering.

Im Gegensatz zur klassischen Coulomb'schen Reibung ist die Gummireibung von Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur abhängig ist, s. **Bild 4**.

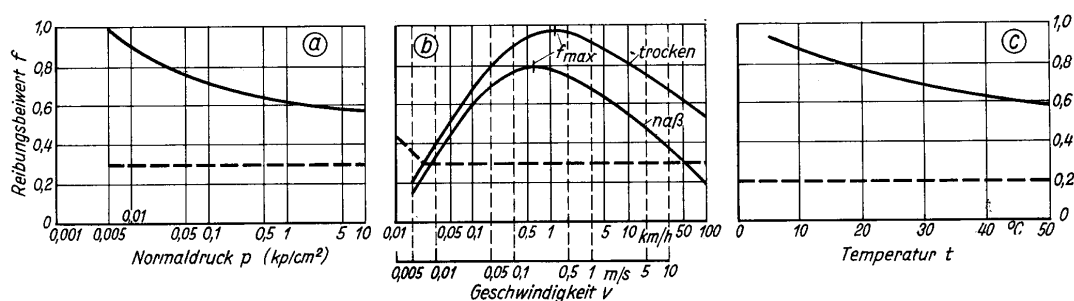


Bild 4: Gummireibung — und klassische Reibungsgesetze --- (nach Meyer/Kummer [67])

1.2.1.3 Reifenreibung

Nach der vereinheitlichen Gummireibungstheorie ist der Schlupf zur Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn notwendig. Der Schlupf ist definiert als die bezogene Differenzgeschwindigkeit zwischen dem Rad und dem Fahrzeug. Der Bremsschlupf ist also:

$$s = \frac{v - v_r}{v} * 100\% \quad (\text{Gleichung 3})$$

darin: v = Fahrzeuggeschwindigkeit über Grund, v_r = Geschwindigkeit des Rades.

Der am Reifen gemessene Schlupf unterteilt sich in Gleitschlupf und Deformationsschlupf, s. **Bild 5**. Der Gleitschlupf beschreibt das Gleiten des Reifens im Latsch und der Deformationsschlupf wird durch die Verformung des viskoelastischen Laufstreifens verursacht.

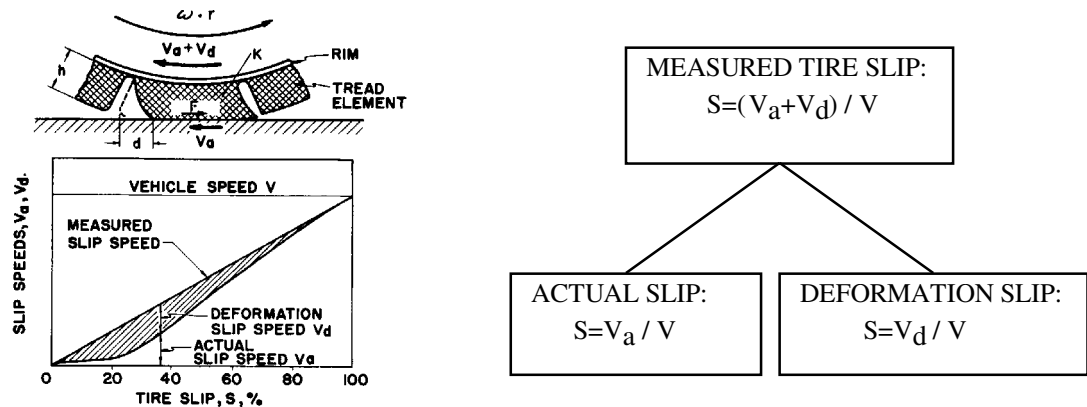


Bild 5: Die Bedeutung des Reifenschlupfes (nach Kummer/Meyer [62])

Bachmann [2] beschreibt den annähernd linearen Anstieg der Reibwert-Schlupf-Kurve aus dem Nullpunkt als die Längssteife des Reifens, die ausschließlich vom Deformationsschlupf bestimmt wird, s. **Bild 6**. In diesem Bereich verformt sich der Laufstreifen. Wird das Kraftschlußmaximum des Profilelementes lokal teilweise überschritten, so gerät das Profilelement teilweise ins Gleiten und es überlagern sich Gleit- und Deformationsschlupfanteile. Dabei steigt die Reibwert-Schlupf-Kurve des Reifens degressiv zum Maximum und fällt danach ab.

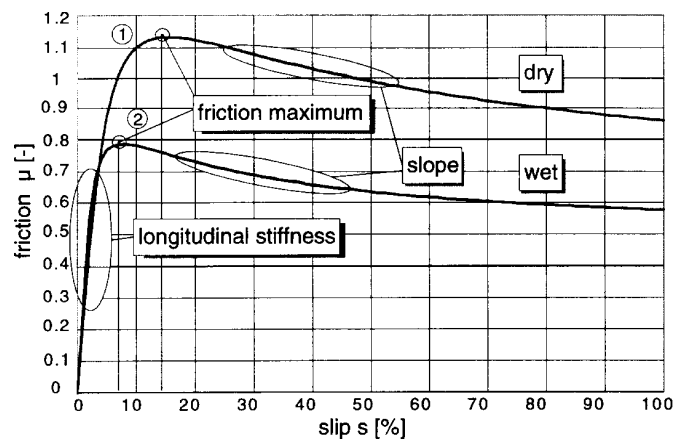


Bild 6: Verhalten der Reibwert-Schlupf-Kurve (nach Bachmann [2])

Mit steigender Gleitgeschwindigkeit überwiegen mehr und mehr die Hystereseeigenschaften der Reibpaarung. Der Gradient der Reibwert-Schlupf-Kurve nach dem Reibwertmaximum wird nach Radó [77] und Henry [49, 50] von der Fahrbahntextur bestimmt.

Reifenreibung ist also das Ergebnis eines sehr komplexen Prozesses zwischen Reifen und Fahrbahn und abhängig von Reifeneigenschaften, Betriebsparametern und Umgebungsbedingungen. Ein guter ausführlicher Überblick ist in [1] von Bachmann und [22] von Clark zu finden.

1.2.1.4 Reifenreibung beim ABS-Bremsen

Reifenreibung beim ABS-Bremsen ist ein ganz aktuelles Thema. Die bisherigen Arbeiten beschrieben nur die globalen Kräftereaktionen des Reifens beim ABS-Bremsen. Zegelaar [113] hat sich mit der dynamischen Reaktion des Reifens bei der Variation des Bremsmoments auf dem Prüfstand beschäftigt und entwickelte dafür ein starres Ringmodell des Reifens. Tiemann [100] untersuchte experimentell den Reibwert beim ABS-Bremsen auf dem Prüfstand. Van Zanten et al. [102, 103] simulierten die Kräfte am Rad beim ABS-Bremsen auf verschiedenen Fahrbahnen. Aber bei diesen Modellen fehlte ein von Experimenten bewiesenes zufriedenstellendes Kontaktmodell zwischen Reifen und Fahrbahn.

Klüppel et al [59] analysierten die Arbeiten von Roth [82], Heinrich [48], Schallamach [90], Kummer [62], Grosch [43] und Persson [75] und faßten theoretisch die folgenden Hypothesen über Reifenreibung beim ABS-Bremsen zusammen:

- Beim ABS-Bremsen trägt der zugehörige Deformations- und Gleitschlupf zu etwa gleichen Anteilen zum Gesamtschlupf bei. Adhäsionsreibung wird beim ABS-Bremsen im vorderen Bereich des Latsches wirksam, während Hysteresereibung im hinteren Bereich des Latsches auftritt.
- Adhäsions- und Hysteresereibung tragen in Abhängigkeit von der Reibflächenbeschaffenheit (Topographie, Wasserfilm) und den viskoelastischen Materialparametern zu unterschiedlichen Anteilen zur Reibkraft beim ABS-Bremsen bei. Beim Blockierbremsen liegt nahezu nur Hysteresereibung vor.

Der Reifen unterliegt der starken Veränderung der Bremskraft beim ABS-Bremsen. Wie baut der Reifen seine Reibung bei ABS-Bremsen auf? Dies ist noch nicht ganz klar, da es außer dem

Darmstädter Reifensensor (s. Kapitel 1.2.2) keine geeignete Sensorik zur lokalen Erfassung der Reaktion des Reifens in der Kontaktzone gibt.

1.2.2 Bewegungen der Profilelemente des Reifens

Auch bei einem freirollenden Reifen entstehen Schubspannungen im Laufstreifen in der Kontaktzone, die durch die Abplattung des Reifens unter einer Radlast verursacht werden. Diese Schubspannungen sind zur Mitte der Kontaktzone hin gerichtet [57] (s. **Bild 7**) und führen zu Verformungen der Profilelemente in der Kontaktzone. Basierend darauf können die Profilelementverformungen des Reifens in der Kontaktzone mit einem sog. Borstenmodell beschrieben werden [82, 33].

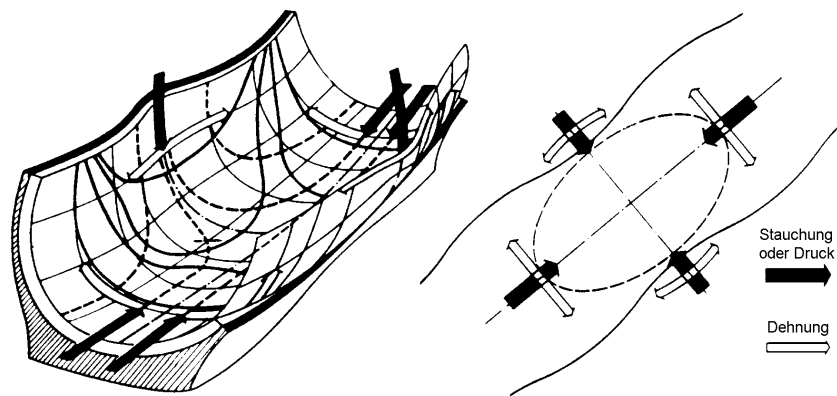


Bild 7: Richtungen der abplattungsbedingter Verformungen im Reifen nach Kern [57]

Unter Belastung bilden die Profilelemente des Reifens auch eigene Schubspannungen aus, die vom Mittelpunkt nach außen gerichtet sind. Sie werden den abplattungsbedingten Schubspannungen überlagert. Der sog. Blockeffekt, der die Schubspannung an einer Stelle in einem Profilelement beeinflusst, wurde von Badel [5] untersucht, s. **Bild 8**. Zum Beispiel ergibt sich die Schubspannung x-Richtung an der Stelle 1 (durchgehende Linie im **Bild 8** oben rechts) aus der abplattungsbedingten Schubspannung (Strich-Punkt-Linie) und der durch den Blockeffekt verursachten Spannung (gestrichelte Linie). Wegen des Blockeffektes ist die resultierende Schubspannung an dieser Stelle nicht mehr symmetrisch in der Kontaktzone des Reifens und abhängig von ihrer Position im Profilelement. Außerdem beeinflusst die Reifenstruktur, besonders die Kontur des Gürtels, die Verteilung der Schubspannungen in Längsrichtung [5].

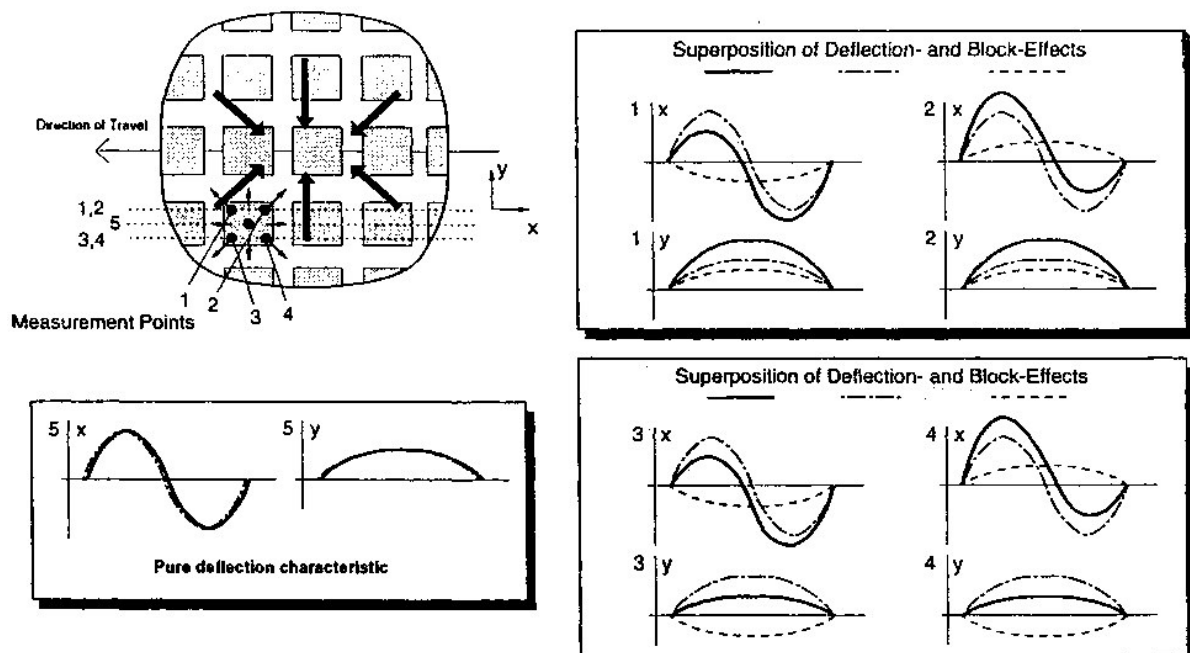


Bild 8: Blockeffekte auf den abplattungsbedingten horizontalen Schubspannungsverlauf der Profilelemente nach Badel [5]

Die von wirkenden Kräften (z.B. der Bremskraft) verursachten Schubspannungen werden ebenfalls den abplattungsbedingten Schubspannungen überlagert. Deshalb sind die daraus resultierenden Profilelementverformungen ein Indiz für lokale Kraftbeanspruchungen. In verschiedenen Arbeiten [57, 70, 71, 86] wurde die Messung der Verformungen des Reifens mittels spezieller Dehnungsgeber realisiert. Die Messung der den lokalen Kraftbeanspruchungen äquivalenten Profilelementverformungen wurde dort jedoch nicht durchgeführt.

Die am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt entwickelte Reifensensorik ermöglichte erstmals die Messung der Profilelementverformungen in allen drei Raumrichtungen auf realen Fahrbahnen [16]. Bei dieser Reifensensorik werden Hallgeneratoren bzw. magnetoresistive Widerstände verwendet, um die relativen Bewegungen eines Magneten zum Sensor zu messen. Die Arbeiten von Roth [82], Stöcker [95], Bachmann [3], Ludwig [65] und Fach [33] befaßten sich intensiv mit der Reifensensorik und der Untersuchung der lokalen Phänomene im Laufstreifen des Reifens. Roth [82] untersuchte mit Hilfe des Darmstädter Reifensensors 1. Generation die Kraftschlußerkennung zwischen Reifen und Fahrbahn. Im **Bild 9** werden der Reifensensor der 1. Generation und die damit gemessene Profilelementverformung in x-Richtung bei Variation des Reibwerts auf dem Prüfstand dargestellt. Die

Gradientenänderung der Verformung B beim niedrigen Reibwert führte er auf die Überschreitung des lokalen Kraftschlußmaximums des Profilelements zurück [82].

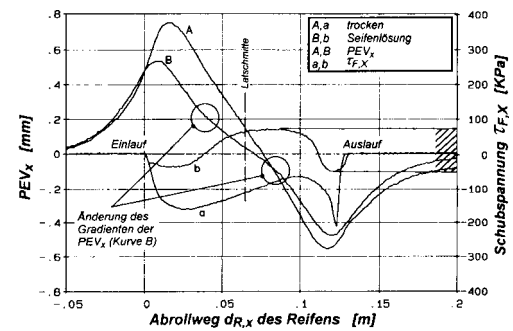
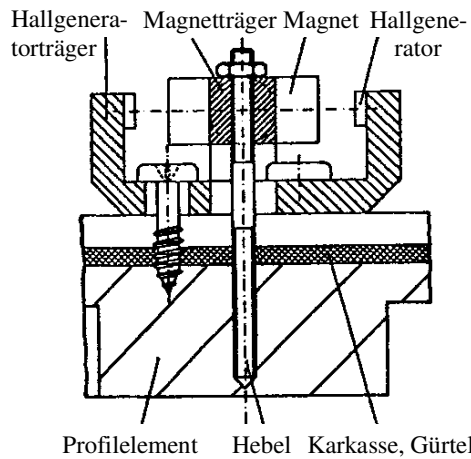


Bild 9: Darmstädter Reifensensor der 1. Generation und dessen Signale nach Roth [82]

Roth hatte bereits in seiner Dissertation [82] den Reifensensor der 1. Generation zur 2. Generation weiterentwickelt. Stöcker [95] verbesserte dessen Empfindlichkeit und entwickelte den Reifensensor zur 3. Generation, s. **Bild 10**. Bachmann [3,4] untersuchte die Einsatzmöglichkeit des Reifensensors der 2. Generation im Pkw, um den Fahrzustand bezüglich der Kraftschlußbeanspruchung zwischen Reifen und Fahrbahn zu erkennen. Ludwig [65] beschäftigte sich mit dem Zusammenhang zwischen Profilelementverformungen und Verschleiß des Reifens mittels des Reifensensors der 3. Generation.

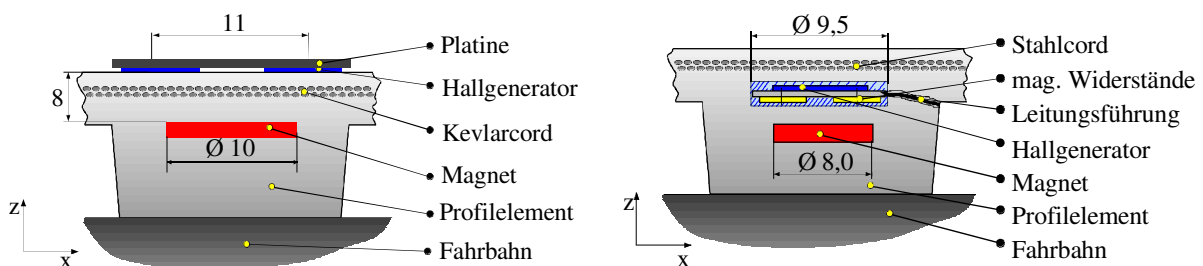


Bild 10: Darmstädter Reifensensor der 2. und 3. Generation nach Stöcker [95]

Fach [33] baute zwei Reifensensoren der 2. Generation jeweils in Reifen und Fahrbahn ein, um das lokale Gleiten des Profilelements zu messen, da der im Reifen applizierte Reifensensor nur die relative elastische Verformung zwischen Reifen und Fahrbahn aufnehmen kann.

Bei den Reifensensoren der 2. und 3. Generation werden große Magneten im Vergleich zu der Größe des Profilelements verwendet, die lokale Ortsauflösung ist deshalb begrenzt. Wegen der hohen Position des Magneten zur fahrbahnseitigen Oberfläche des Profilelements wird die Bewegung des Magneten von anderen Profilelementen stark beeinflusst. Zur Untersuchung der Bewegungen der Profilelemente beim ABS-Bremsen muß der Reifensensor weiterentwickelt werden, damit er mit höherer Auflösung die Bewegung des Profilelements bei der starken zeitlichen Änderung der Bremskraft beim ABS-Bremsen messen kann.

1.2.3 Schwingungen und Geräusch des Reifens

Ein Reifen setzt sich aus vielen Bauteilen zusammen und hat eine komplexe Struktur, s. **Bild 11**. Die Bauteile haben verschiedene Eigenschaften je nach ihrer Funktion, z. B. ist die Seitenwand weich für guten Fahrkomfort, während der Gürtel sehr steif für die Übertragung der Kräfte ist. Jeder Reifen hat u.a. deshalb mehr als 10 verschiedene Gummimischungen.

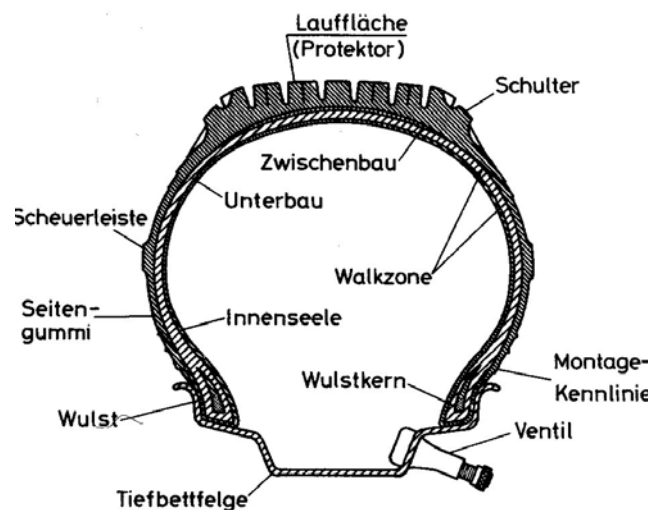


Bild 11: Reifenaufbau [79]

In der Betrachtung der Zusammensetzung des Reifens stellt sich dieser als ein komplexes nichtlineares Schwingungssystem dar. Reifenschwingungen haben bezüglich des Arbeitsvorganges des Reifens u.a. die folgenden Ursachen [18, 34, 58]: **Fahrbahnunebenheiten, Abplattung des Reifens, Reifenungleichförmigkeit und Rückkopplung des Fahrwerkes.**

Die regellosen Fahrbahnunebenheiten verursachen stochastische Schwingungen des Reifens, die über Fahrwerk und Aufbau an die Insassen weiter geleitet werden. Wegen der Regellosigkeit

der Fahrbahnunebenheiten im Zeitbereich werden die Fahrbahnunebenheiten im Frequenzbereich beschrieben. Nach Mitschke [68] und Braun [13] werden die Fahrbahnunebenheiten als spektrale Dichte über der Wegfrequenz aufgetragen, damit die Erregungsfrequenz aus der Fahrgeschwindigkeit errechnet werden kann.

Zahlreiche Arbeiten beschäftigen sich seit über 30 Jahren mit Reifenschwingungen. Die meisten wichtigen davon konzentrierten sich auf die Untersuchungen der Eigenschwingungen und der Schwingungsübertragung des Reifens sowie die Einflüsse der Randbedingungen. Chiesa et al [19, 20] haben die Eigenschwingungen des Reifens bis ca. 200 Hz in der Vertikalrichtung untersucht und durch die Analyse der Frequenzspektren an den verschiedenen Fahrzeugtypen gezeigt, daß die Kopplung zwischen Fahrwerk und Reifen eine große Rolle spielt. Zhang [114] erweiterte die Übertragungseigenschaften des Reifens auf die drei Raumrichtungen. Sundaram, Richards et al [80, 97, 98] untersuchten die Rückkopplung des Fahrwerkes auf die Reifenschwingungen. Eine gute theoretische Beschreibung der Reifenschwingungen bildet das sogenannte Kreisringmodell [39, 34, 9, 61]. Einen ausführlichen Überblick über Reifenschwingungen bietet der Beitrag von Willumeit et al [111].

In den obengenannten Untersuchungen wurden die Reibungsschwingungen im Reifenlatsch nicht berücksichtigt. Über Reibungsschwingungen sind nur wenige Arbeiten zu finden. Fink [35] untersuchte experimentell die Reibungsschwingungen von Gummiprobe auf vereisten Oberflächen. Nach seinen Untersuchungen treten die Reibungsschwingungen nur im horizontalen oder fallenden Teil der Reibwert-Schlupfkurven auf, vgl. **Bild 6**. Das Ergebnis stimmt mit Aussagen über Stick-Slip-Effekte von Banerjee [6], Conant [23] und Moore [69] überein, daß ein Abfall des Reibwertes mit steigender Gleitgeschwindigkeit die Neigung zu Stick-Slip-Effekten verstärkte. Fink [35] wies auch darauf hin, daß die Gleitgeschwindigkeit zur Erzeugung der hochfrequenten Schwingungen von der Oberfläche der Fahrbahn abhängig ist. Ortel [72] simulierte Stick-Slip-Effekte am Reifen bis ca. 2500 Hz. Die Messung von Reibschwingungen mit Sensorik im Laufstreifen im Reifenlatsch ist bisher nur in den Untersuchungen von *fzd* zu finden, da andere Forscher ein dem *fzd*-Sensor ähnlich Meßinstrument nicht eingesetzt haben. Roth [82] hat mit dem *fzd*-Reifensensor der 2. Generation Profilelementschwingungen im 1 kHz-Bereich bei einem hohen stationären Bremschlupf von ca. 40% gemessen.

Eberspächer [29] hat in einer Auswertung zahlreicher Quellen festgestellt, daß folgende Mechanismen an der Entstehung des Reifengeräusches beteiligt sein können: **Reifenschwingungen, Air-Pumping und Luftresonanzeffekte in Profilrillen.**

Die Untersuchungen von Denker [25, 26], Bschorr et al [18] und Eberspächer [29] zeigen, daß das Reifengeräusch primär durch Reifenschwingungen verursacht wird, wobei die Schwingungen hauptsächlich durch das Aufschlagen der Profilelemente auf die Fahrbahn, durch Gleitvorgänge im Reifenlatsch und durch ein „Ausschnappen“ der Profilelemente aus der Kontaktzone im Reifenauslauf angeregt werden. Messungen mittels Miniaturbeschleunigungsaufnehmer und Laser-Doppler-Vibrometer von Eberspächer [29] ergaben, daß die Schwingungen der Lauffläche des Versuchsreifens bis zu Frequenzen von 2500 Hz auftreten und die Hauptquelle des Reifengeräusches sind. Iwao [55] hat diese Erkenntnis bestätigt.

Das Reifengeräusch ist stark von der Kombination Reifen - Fahrbahn abhängig. Dabei haben die Fahrbahntextur und der Absorptionsgrad der Fahrbahnoberfläche eine besondere Bedeutung, wie die Arbeit von Böhm et al [10] darstellt. In der Arbeit von Koike et al [60] wurden Miniatur-Drucksensoren in Profilrillen eingebaut und damit der Schalldruck auf verschiedenen Fahrbahnen gemessen. Die Meßergebnisse zeigen, daß der Schalldruck stark abhängig von der Profilgestaltung und den Oberflächen der Fahrbahnen ist. Dies bedeutet, daß die Randbedingungen größere Einflüsse auf die Bewegungen der Luft in Profilrillen haben.

Air-Pumping und Luftresonanzeffekte in Profilrillen sind Auswirkungen der Bewegung der Luft in den Profilrillen im Reifenlatsch. Eine zufriedenstellende Beschreibung dieser Luftbewegungen ist trotz zahlreicher Arbeiten bisher leider nicht zu finden. Ein Hauptgrund dafür ist es, daß man die Randbedingungen der Luftbewegung noch nicht bestimmen könnte, z.B. die Volumenänderung der Profilrillen oder die überrollte Fahrbahntextur in sehr hoher Auflösung. Um Air-Pumping und Luftresonanzeffekte gut erklären zu können, müssen zunächst Meßmethoden für die Bestimmung dieser Randbedingungen in dieser Arbeit entwickelt werden.

1.2.4 Fahrbahntextur

Die Oberfläche der Fahrbahn spielt eine wichtige Rolle bei der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn. Zum einen regt die Rauigkeit der Fahrbahnoberfläche mit ihren verschiedenen Frequenzen die Gummioberfläche an. Nach der vereinheitlichten Gummireibungstheorie von

Kummer und Meyer [62] und dem neuen Ansatz von Persson [75] entsteht die Reibkraft durch die Energiewandlung im Zusammenspiel zwischen Reifen und Fahrbahn. Außerdem ist die Fahrbahntextur eine Randbedingungen für die Luftbewegung in den Profilirillen des Reifens und beeinflusst damit die Entstehung des Luftschalls.

1.2.4.1 Erfassung und Kennzeichnung der Fahrbahntextur

Nach ISO 13473-1 [54] gibt es zwei Verfahren zur Erfassung der Fahrbahntextur:

- **das volumetrische Verfahren**, bei dem eine Fahrbahnfläche mit Sand oder Glaskugeln gefüllt und die daraus ermittelte mittlere Texturtiefe für die Charakterisierung der Fahrbahntextur verwendet wird, und
- **das Profilometer-Verfahren**, bei dem das Profil einer Fahrbahnfläche für eine nachfolgende Analyse erfaßt wird.

Das volumetrische Verfahren kann nur eine mittlere Texturtiefe einer Fläche und keine weiteren Informationen z. B. über den Verlauf der Textur liefern und wird deshalb hier nicht für die Untersuchung der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn eingesetzt. Dagegen kann das Profilometer-Verfahren den Verlauf eines Profilschnittes der Fahrbahnoberfläche für eine nachfolgende Analyse erfassen. Allerdings kann ein Profilometer bei einer Messung nur einen Texturschnitt aufzeichnen. Nur ein Texturschnitt reicht aber nicht aus, die Fahrbahntextur zu charakterisieren. Um mehr Informationen über eine ganze regellose Fahrbahnoberfläche zu erhalten, ist die Messung wegen der vielen erforderlichen Schnitte sehr zeitaufwendig. Der Profilometer hat drei Basistypen [49]: **Laserprofilometer**, **Weißlicht-Interferometer** und **Nadelgerät**. Der Laserprofilometer wird in fahrenden Fahrzeugen verwendet [87]. Aber bislang gibt es kein praktisches Meßgerät zur Erfassung der Mikrotextur von Fahrbahnoberflächen [49].

Die Textur der Fahrbahnoberfläche ist stochastisch, deshalb werden statistische Methoden für die Charakterisierung der Textur verwendet, z.B. [53]: **RMS-Wert (Root Mean Square)**, **MPD-Wert (Mean Profile Depth)**, **ETD-Wert (Estimated Texture Depth)**.

Nach ISO 13473-1 [54] unterteilt sich die Textur der Fahrbahnoberfläche nach der Wellenlänge, die definiert ist als die (minimale) Distanz zwischen periodisch sich wiederholenden Abschnitten der Kurve, in: **Mikrotextur** (Wellenlänge von bis zu 0,5 mm), **Makrotextur** (Wellenlänge von

0,5 bis 50 mm), **Megatextur** (Wellenlänge von 50 bis 500 mm) und **Unebenheit** (Wellenlänge von 0,5 bis 50 m).

Als wesentliche Beiträge zur Erfassung und Kennzeichnung der Textur von Fahrbahnoberflächen seien [76, 105] hier genannt.

1.2.4.2 Auswirkung der Textur der Fahrbahnoberfläche

Wie in Kapitel 1.2.1 erläutert, spielt die Fahrbahntextur bei der Entstehung der Reibungskraft und des Geräusches zwischen Reifen und Fahrbahn eine bedeutende Rolle. In diesem Gebiet gibt es zahlreiche Veröffentlichungen. Beispielsweise seien die Arbeiten von Eichhorn [30], Radó [77], Bachmann [2] und Fischlein [38] genannt, die sich intensiv mit dem Zusammenhang zwischen Reibwert und Fahrbahntextur beschäftigten. In der Arbeit von Domenichini [28] wurde ein neuer Texturindex für den Zusammenhang zwischen Fahrbahntextur und Reifengeräusch entwickelt. **Bild 12** faßt die Auswirkung der Textur der Fahrbahnoberfläche bezüglich der Wellenlänge der Textur nach Huschek [53] zusammen. Für die Reifenreibung sind Mikrotextur und Makrotextur von großer Bedeutung, während Makrotextur und Megaraueheit die Entstehung des Reifengeräusches beeinflussen.

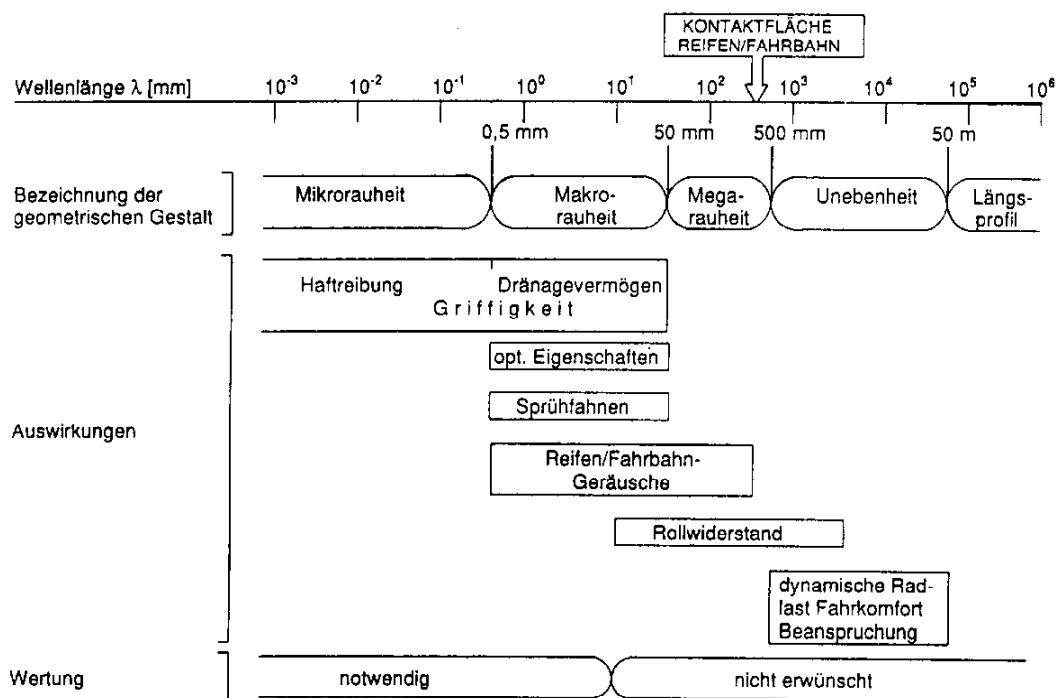


Bild 12: Auswirkungen der Textur der Fahrbahnoberfläche nach Huschek [53]

1.3 Fazit und Aufgabenstellung

Die Auswertung des Schrifttums zeigt, daß das Zusammenwirken von Reifen und Fahrbahn beim Bremsen durch die Entstehung von Reibungskraft (Bremskraft), Schwingungen und Geräusch bei starkem Einfluß der Fahrbahntextur gekennzeichnet ist. Die lokalen Bewegungen der Profilelemente des Reifens können zum einen nach der Reibungstheorie die Entstehung der Reibkraft widerspiegeln und zum anderen als Anregungen des Reifens zu Schwingungen und Geräusch betrachtet werden. Deshalb können weitere Erkenntnisse hinsichtlich dieser Interaktion durch Messungen der Bewegungen der Profilelemente des Reifens beim Bremsen gewonnen werden.

Der von *fzd* entwickelte Reifensensor ist in der Lage, Profilelementverformungen des Reifens auf realen Straßen zu messen. Viele Untersuchungen am *fzd* [82, 95, 65, 3, 33] zeigen, daß viele wichtige Phänomene des Reifens wie z.B. Reifenreibung, Kraftschlußerkennung, lokales Gleiten der Profilelemente des Reifens und Reifenverschleiß mittels des Reifensensors gut erfaßt und erklärt werden können. Die bisherigen Arbeiten wurden allerdings überwiegend unter stationären Bedingungen durchgeführt. Die Voruntersuchungen der Profilelementverformung mittels des Reifensensors der 2. Generation beim ABS-Bremsen [94] zeigen, daß die Empfindlichkeit dieses Reifensensors nicht für die Erfassung der Änderung der Profilelementverformung beim ABS-Bremsen ausreicht. Dies kann auf den großen Magneten mit einem Durchmesser von 10 mm und dessen hohe Position über der Oberfläche des Laufstreifens zurückgeführt werden. Um die Profilelementverformung des Reifens beim ABS-Bremsen besser sensieren zu können, soll der Reifensensor hinsichtlich dessen Dimension, Empfindlichkeit und Einbauort weiterentwickelt werden.

Beim Zusammenwirken von Reifen und Fahrbahn spielt die Fahrbahntextur eine bedeutende Rolle. Bei der bisherigen Messung der Fahrbahntextur werden Profilometer verwendet, wobei nur ein Profilschnitt gemessen werden kann. Für die Charakterisierung der regellosen Fahrbahn hinsichtlich des Kontaktverhaltens zwischen Reifen und Fahrbahn reicht ein Texturtschnitt jedoch nicht aus. Dafür braucht man die ganze Fahrbahntextur der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn. Weiterhin gibt es kein praktisches Verfahren, die Mikrotextur der Fahrbahn aufzuzeichnen [49]. Deshalb soll in dieser Arbeit ein neues Meßverfahren eingesetzt werden, um die Makro- und Mikrotextur einer realen Fahrbahnfläche zu messen.

Basierend auf dem Stand der Forschung liegt der Schwerpunkt dieser Arbeit auf experimentellen Untersuchungen. Durch weitere Entwicklung der Reifensensorik und den Einsatz eines neuen Meßverfahrens für die Messung der Fahrbahntextur soll die Meßtechnik so weiterentwickelt werden, daß in Verbindung mit weiteren relevanten Sensoren dynamische Phänomene im Reifenlatsch beim Bremsen, insbesondere mit ABS, erfaßt werden können. Damit soll ein Beitrag zum besseren Verständnis der Entstehung der Reibungskraft und auch der Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Reifengeräusch beim Bremsen geleistet werden.

2 Untersuchung der Fahrbahntextur

2.1 Meßverfahren

Wie im Kapitel 1.2.4 erläutert, wird zur Erfassung der Fahrbahntextur häufig der Laserprofilometer eingesetzt. Hiermit kann bei einer Messung jeweils nur ein Texturschnitt der Fahrbahn aufgezeichnet werden. Ein einzelner Texturschnitt reicht jedoch nicht aus, um die regellose Fahrbahntextur zu charakterisieren. In dieser Arbeit wurde ein topometrisches Verfahren für die räumliche Erfassung der Fahrbahntextur eingesetzt. Zum Vergleich wurde auch der Laserprofilometer untersucht .

2.1.1 Laserprofilometer

Das Meßprinzip des Laserprofilometers ist die Laser-Triangulation. Mittels eines Lasers wird ein Lichtpunkt auf das Meßobjekt projiziert. Das von der Objektfläche gestreute Licht wird mit Hilfe einer Abbildungslinse auf einen positionsempfindlichen Detektor abgebildet. Aus der Position des auf dem Detektor abgebildeten Bildes und den geometrischen Bezeichnungen des Triangulationsdreiecks berechnen sich Abweichungen von einer Sollentfernung [101].

In dieser Arbeit wurde ein Laserprofilometer mit der von der BAST freundlicherweise ausgeliehenen Linearführung aufgebaut, s. **Bild 13**. Im Vergleich mit dem anderen Laserprofilometer [21] wird hier auf einen teuren Schrittmotor verzichtet und statt dessen ein Drehzahlsensor verwendet. Das System des Laserprofilometers besteht aus dem

Laserabstandssensor Keyence LB-081, einer Linearführung Festo Speedy CLE 10 mit Spindeleinheit, einem Wagen, einem Drehzahlsensor TRD-J 600-RZ und einem selbst gebauten Meßdatenerfassungssystem. Das Signal des Drehzahlsensors dient als Triggersignal für das Erfassungssystem, damit der zurückgelegte Weg des Lasersensors berechnet werden kann. Der Drehzahlsensor liefert 600 Impulse pro Umdrehung und eine Umdrehung des Drehzahlsensors entspricht 10 mm. Deshalb ist die wegabhängige Abtastrate f_{wabt} (Meßpunkte pro mm): $f_{\text{wabt}}=600/10=60$ [1/mm].

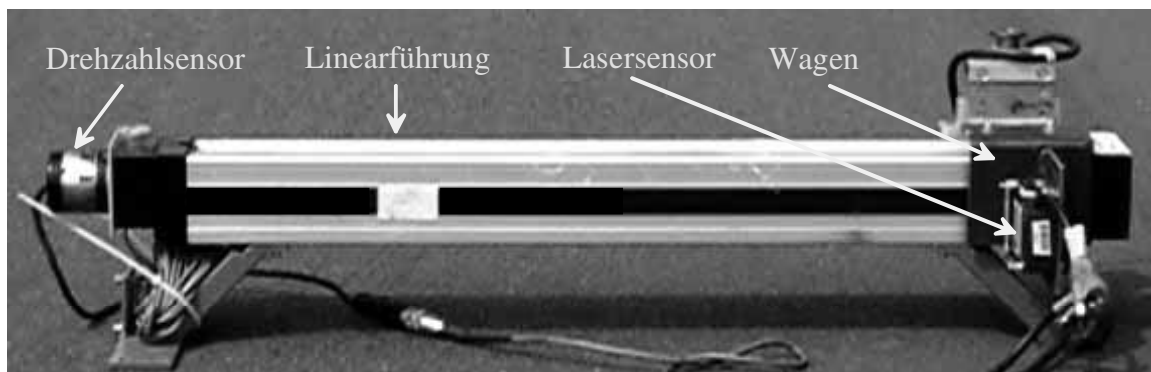


Bild 13: Profilometer

Da die wegabhängige Abtastrate unabhängig von der Geschwindigkeit des Wagens ist, darf der Wagen der Linearführung bei der Messung einfach von Hand bewegt werden. Die Meßlänge ist 600 mm. **Tabelle 1** listet die Spezifikationen des Laserprofilometers auf.

Tabelle 1: Die Spezifikation des Laserprofilometers

| Lasersensor | | Drehzahlsensor | | Linearführung | |
|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------|
| Typ | Keyence LB-081 | Typ | TRD-J 600-RZ | Typ | Festo CLE 10 |
| Meßbereich | +/- 15 mm | Impulse | 600 /Umdrehung | Genauigkeit | 0,02 mm |
| Laserspot | 1x2 mm | Ausgang | TTL-Logik | Vorschubkonst. | 10 mm/Umdr. |
| Tiefenauflösung | 8 μ m | Abtast | Infrarot | Hublänge | 600 mm |

Bild 14 bis **Bild 16** zeigen beispielhaft Meßergebnisse von drei verschiedenen Asphaltfahrbahnen (A, B, C). Zum Vergleich ist jeweils ein Texturschnitt von 100 mm Länge dargestellt.

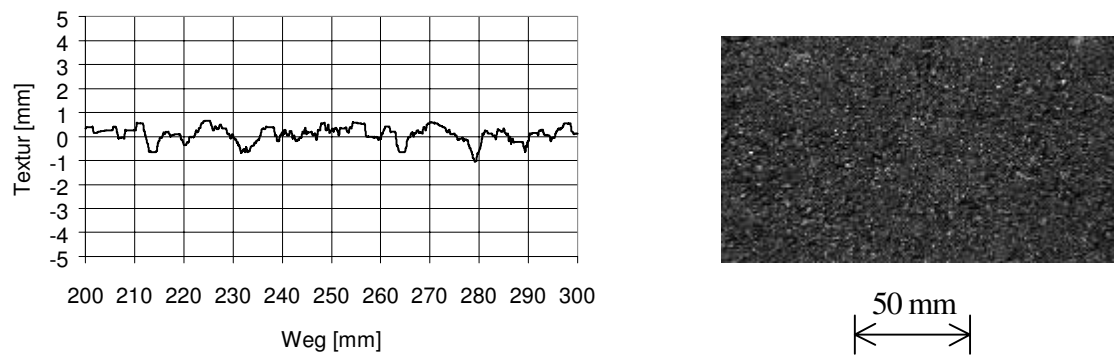


Bild 14: Texturschnitt der Fahrbahn A mittels des Laserprofilometers

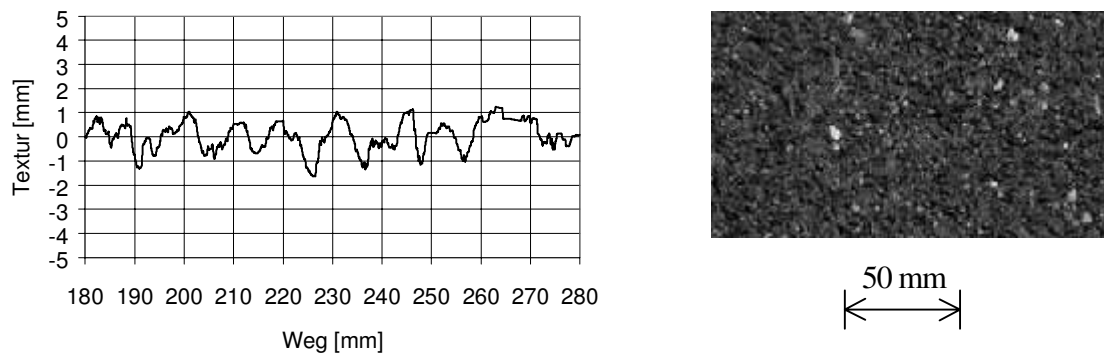


Bild 15: Texturschnitt der Fahrbahn B mittels des Laserprofilometers

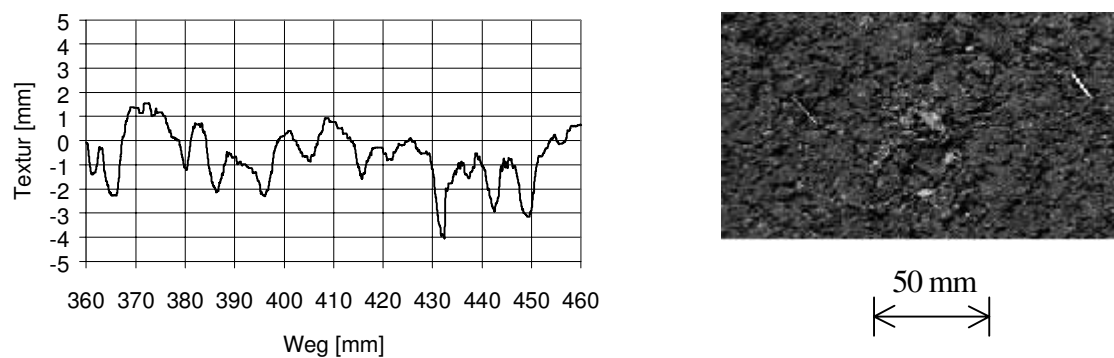


Bild 16: Texturschnitt der Fahrbahn C mittels des Laserprofilometers

2.1.2 Topometrisches Verfahren

Das topometrische Verfahren beruht auf der Streifen-Projektionstechnik und der bildhaften Triangulation [14]. Mit diesem Verfahren kann die Oberflächenstruktur eines Objektes

vermessen werden. Das topometrische Verfahren hat viele Verwendungen in der Industriepraxis (z. B. bei der Prüfung der Oberflächenqualität) gefunden [14, 112]. In dieser Arbeit wurde das topometrische Verfahren zur Messung der Textur einer Fahrbahnoberfläche eingesetzt.

Bild 17 zeigt schematisch das Meßprinzip des topometrischen Verfahrens, wobei die Y-Koordinate nicht berücksichtigt wird. Das Meßgerät besteht aus einem Streifenprojektor und einer CCD-Kamera sowie den entsprechenden Auswerteprogrammen. Der Projektor und die CCD-Kamera sind unter einem definierten Winkel θ angeordnet. Der Projektor beleuchtet mit Gittern in zeitlicher Folge das zu vermessende Objekt und die CCD-Kamera nimmt für jede Projektion die auf dem Objekt sichtbaren Streifenmuster (Objektmuster) auf. Um eine hohe Auflösung zu erzielen, wird bei der Texturmessung eine Kombination von Gray-Code-Verfahren und Phasen-Shift-Technik eingesetzt. Beim Gray-Code-Verfahren werden Gitter mit rechteckförmiger Helligkeitsverteilung und unterschiedlicher Linienzahl projiziert, während beim Phasen-Shift-Verfahren wird ein Gitter mit sinusförmiger Intensitätsverteilung und hoher Linienzahl bei unterschiedlicher Phasenlage projiziert. Mittels dieser beiden Verfahren werden die Phase und Ordnung der auf den Objektpunkt P projizierten Streifenlinie eindeutig und hochgenau bestimmt. Aus dieser Phase und Ordnung sowie dem Bildpunkt von P auf dem Kameratarget ergibt sich der Beleuchtungs- und Beobachtungswinkel α und β [14]. Bei den bekannten Triangulationswinkeln α und β sowie Geometrieparametern des optischen Aufbaus berechnen sich die Koordinaten des Objektpunktes P nach dem Triangulationssatz.

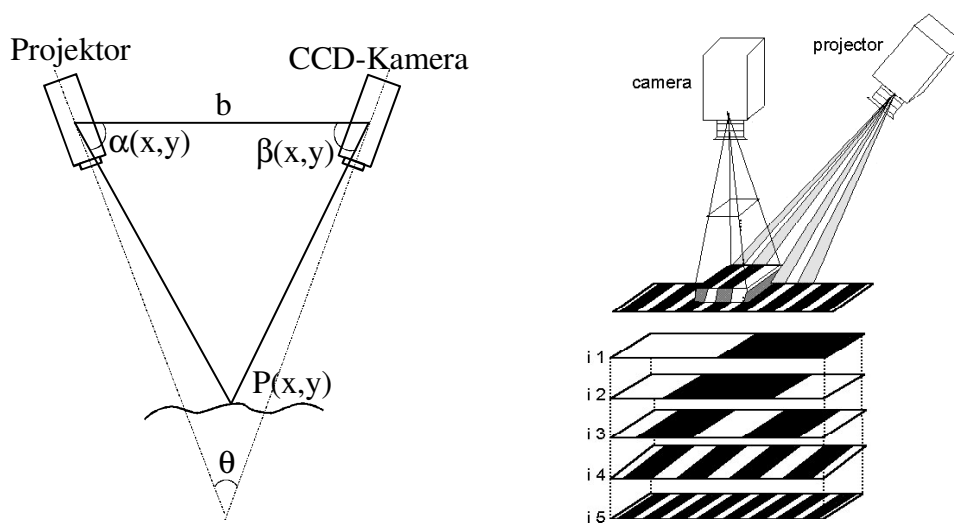


Bild 17: Meßprinzip des topometrischen Verfahrens (rechtes Bild nach [40])

In dieser Arbeit wurde das opto TOP-System der Firma Breuckmann GmbH für die Messung der Makrotextur und das μ ikro TOP-System der gleichen Firma für die Messung der Mikrotextur ausgewählt. **Tabelle 2** und **Tabelle 3** fassen die technischen Daten beider Systeme zusammen.

Tabelle 2: Die Technischen Daten des opto-TOP-Systems für die Messung der Makrotextur



| | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------|
|  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: fit-content; margin: 10px auto;">opto TOP-System</div> | Lichtquelle | 100 W Halogen |
| | Anzahl der Projektionslinien | 128 |
| | Basislänge | ca. 500 mm |
| | Triangulationswinkel | ca. 40 Grad |
| | Meßabstand | ca. 600 mm |
| | effektives Meßfeld | ca. 120x120 mm |
| | Digitalisierung | 1300x1024 Pixel |
| | Laterale Auflösung | 0,2 mm |
| | Abtastrate | 5 1/mm |
| | Meßtiefe | ca. 180 mm |
| | Tiefenauflösung | ca. 5 μ m |

Tabelle 3: Die Technischen Daten des μ ikro-TOP-Systems für die Messung der Mikrotextur

| | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------|
|  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: fit-content; margin: 10px auto;">μikro TOP-System</div> | Lichtquelle | 100 W Halogen |
| | Anzahl der Projektionslinien | 64 |
| | Basislänge | ca. 100 mm |
| | Triangulationswinkel | ca. 40 Grad |
| | Meßabstand | ca. 120 mm |
| | effektives Meßfeld | ca. 5x5 mm |
| | Digitalisierung | 1300x1024 Pixel |
| | Laterale Auflösung | 10 μ m |
| | Abtastrate | 100 1/mm |
| | Meßtiefe | ca. 4 mm |
| | Tiefenauflösung | ca. 3 μ m |

Das effektive Meßfeld des opto TOP-Systems ist etwa 120x120 mm und entspricht etwa der Kontaktfläche Reifen / Fahrbahn. Eine Messung mittels des opto TOP-Systems liefert 2x600 Texturschnitte in x- und y-Richtung und mittels des μ ikro TOP-Systems 2x500 Texturschnitte.

Bild 18 zeigt beispielsweise die Mikrotextur einer Fläche der Fahrbahn A mittels des μ ikro TOP-Systems in 3D- und Konturdarstellung. Zur besseren Übersicht wird hier nur eine Fläche von 2x2 mm dargestellt. Das Bild stellt detailliert den mikroskopischen Zusammenhang der Fahrbahnfläche dar.

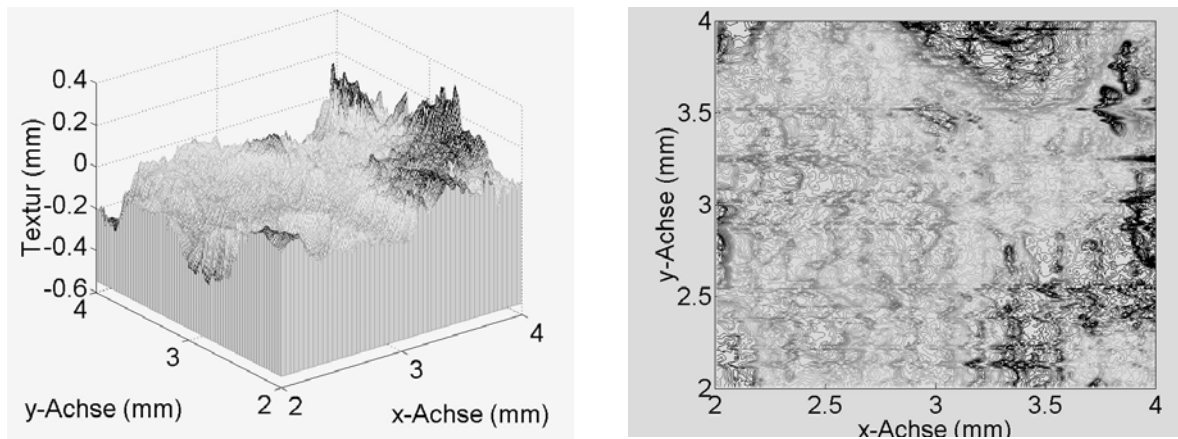


Bild 18: Die Mikrotextur einer Fläche der Fahrbahn A

Im **Bild 19** werden vier Schnitte der Fahrbahn A beispielweise dargestellt. Trotz des geringen Abstandes von 1 mm sind diese bezüglich ihrer Mikrotextur sehr unterschiedlich. Die genaue mathematische Beschreibung der Textur kann hier wegen ihrer Regellosigkeit nicht abgeleitet werden.

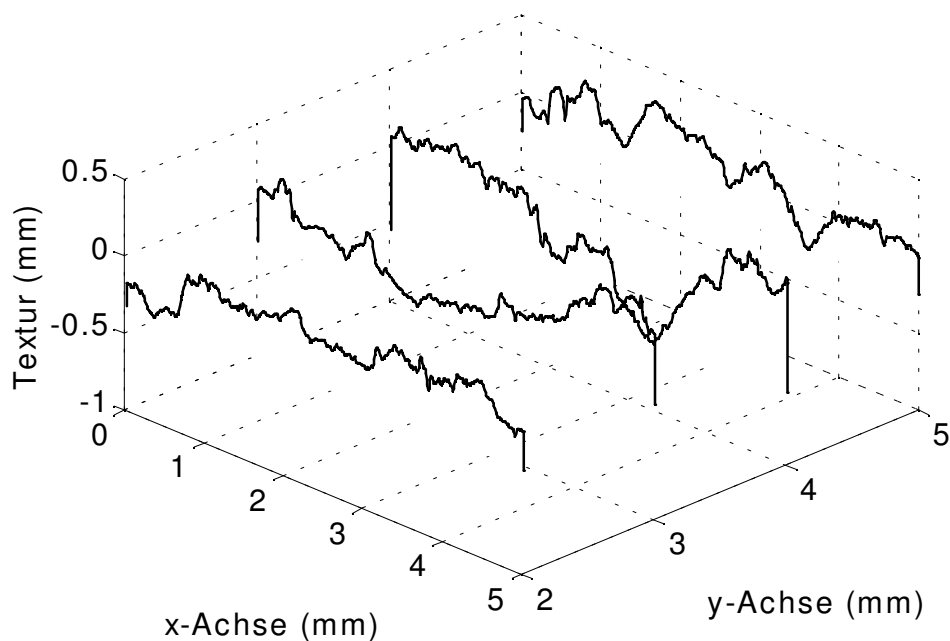


Bild 19: Mikrotexturschnitte der Fahrbahn A

Bild 20 zeigt die Makrotextur einer Fläche der Fahrbahn A mittels des opto TOP-Systems in 3D- und Konturdarstellung. Zur besseren Übersicht wird hier nur eine Fläche von 40×40 mm

dargestellt. Die Konturdarstellung deutet auf eine mögliche Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn hin.

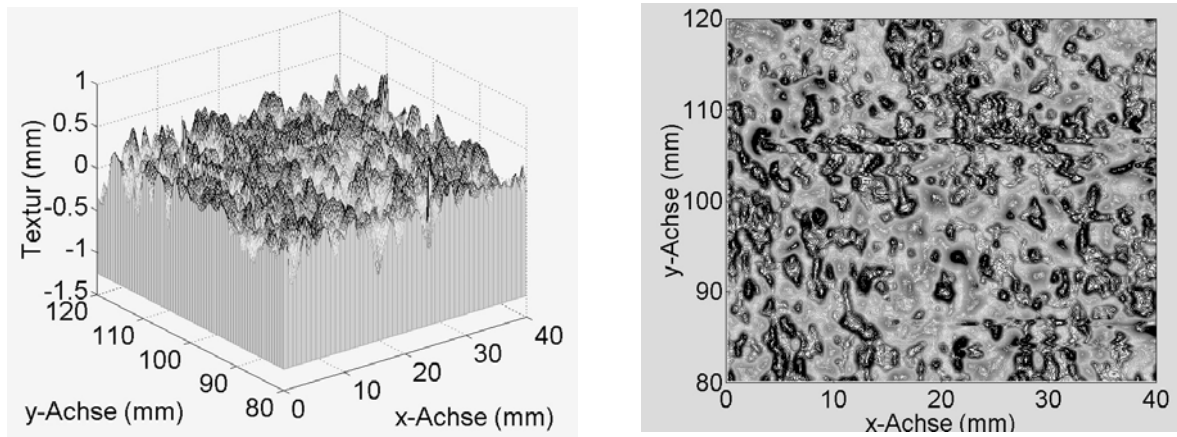


Bild 20: Die Makrotextur einer Fläche der Fahrbahn A

Im **Bild 21** werden vier Schnitte der Fahrbahn A beispielweise dargestellt. Im Bild ist zu sehen, daß die Verläufe der Texturschnitte sehr unterschiedlich und regellos sind. Die genaue mathematische Beschreibung der Textur kann hier auch nicht abgeleitet werden.

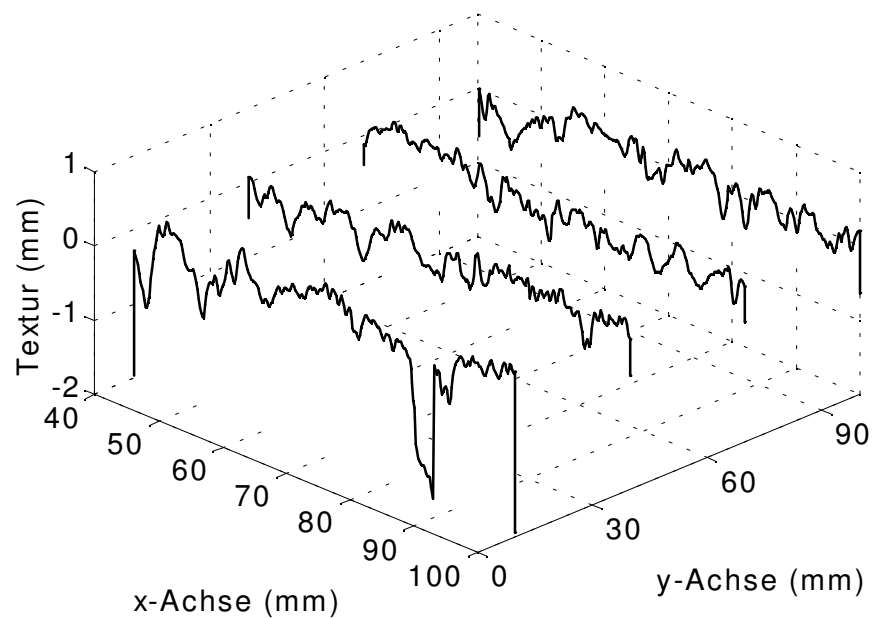


Bild 21: Makrotexturschnitte der Fahrbahn A

2.2 Wellenlängenanalyse der Fahrbahntextur

2.2.1 Grundlagen

Bei der Charakterisierung der Fahrbahntextur können viele relevante Parameter ermittelt werden, s. Kapitel 1.2.4. Bei der Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Reibwert und Fahrbahntextur wird z.B. die mittlere Profiltiefe (MPT) besonders bevorzugt berücksichtigt [49, 53, 77]. Die MPT ist der Abstand zwischen der höchsten Profilspitze und dem Mittelwert der Profilkurve einer Länge von mindestens 100 mm [54]. Aber wie im **Bild 21** dargestellt, ist die Fahrbahntextur stochastisch ausgebildet. Deshalb kann man nicht einfach die MPT eines Texturschnittes für die Charakterisierung der Fahrbahntextur verwenden, sondern benötigt mindestens eine durchschnittliche MPT vieler Texturschnitte. Bei der Messung der Makrotextur der Fahrbahn A (s. **Bild 20**) ist die durchschnittliche MPT aus 600 Texturschnitten 0,49 mm.

Die MPT beschreibt nur eine statistische Schwankung der Fahrbahntextur um deren Mittelwert und liefert keine genaue Information über ihre Verteilung. Bezüglich der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn sollen die Fahrbahntextur und ihre statistische Verteilung analysiert werden. Wie im Kapitel 2.1 erläutert, ist eine genaue mathematische Beschreibung der Fahrbahntextur in Abhängigkeit vom Weg nicht möglich. Aber analog zur Frequenzanalyse der Zeitsignale kann hier eine ähnliche Analysemethode verwendet werden, um die statistische Analyse der Fahrbahntextur zu ermöglichen. Die Fahrbahntextur ist nicht zeitabhängig, sondern wegabhängig, s. **Bild 22**.

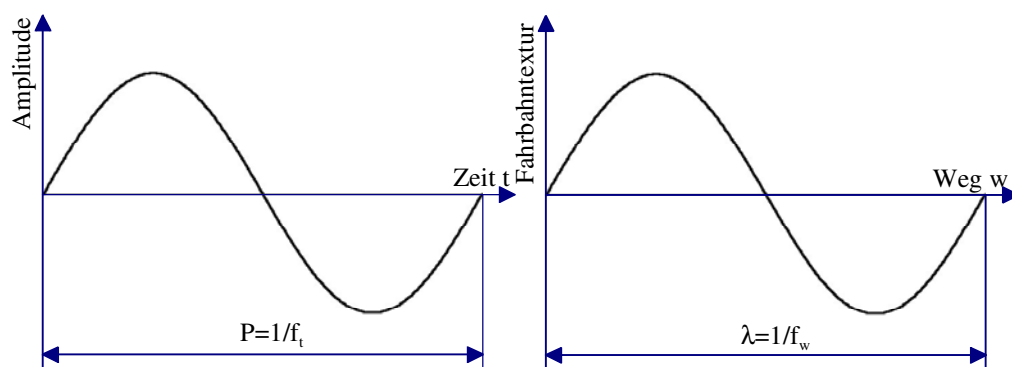


Bild 22: Vergleich zwischen zeitabhängigem und wegabhängigem Signal

Analog zum Zeitsignal hat die Fahrbahntextur eine eigene Periode, die als Wellenlänge bezeichnet wird. Die wegabhängige Fahrbahntextur wird analog zum Zeitsignal mit den

Begriffen Weg, Wellenlänge und Wegfrequenz beschrieben [68]. **Tabelle 4** zeigt die Zusammenhänge zwischen zeitabhängigem und wegabhängigem Signal.

Tabelle 4: Zusammenhang zwischen zeitabhängigem und wegabhängigem Signal

| | | | |
|----------------|-----------|--------------------|------------------------|
| Zeitsignal | Zeit: t | Frequenz: f_t | Periode: P |
| Fahrbahntextur | Weg: w | Wegfrequenz: f_w | Wellenlänge: λ |

Die Fahrbahntextur erregt mit verschiedenen Amplituden in einem bestimmten Wellenlängenbereich die Profilelemente des Reifens im Latsch. Um die Erregungsfrequenz der Fahrbahn zu bestimmen, kann man den Wellenanteil der Fahrbahntextur analog zur FFT des Zeitsignales analysieren. Der Wegfrequenz berechnet sich nach:

$$f_w = \frac{f_{wabt}}{N} * (0 : 1 : (N/2 - 1)) \quad (\text{Gleichung 4})$$

Wobei N die Zahl der Meßpunkte ist. Die Wellenlänge λ wird analog zum Zeitsignal wie folgt definiert:

$$\lambda = \frac{1}{f_w} \quad (\text{Gleichung 5})$$

Die Amplitude bei $f_w=0$ bzw. bei $\lambda \rightarrow \infty$ entspricht dem Mittelwert der Fahrbahntextur.

2.2.2 Ergebnisse

Bild 23 zeigt die durchschnittliche Wellenlänge der Makrotextur der Fahrbahn A aus der Analyse von 35 Messungen mittels des Laserprofilometers.

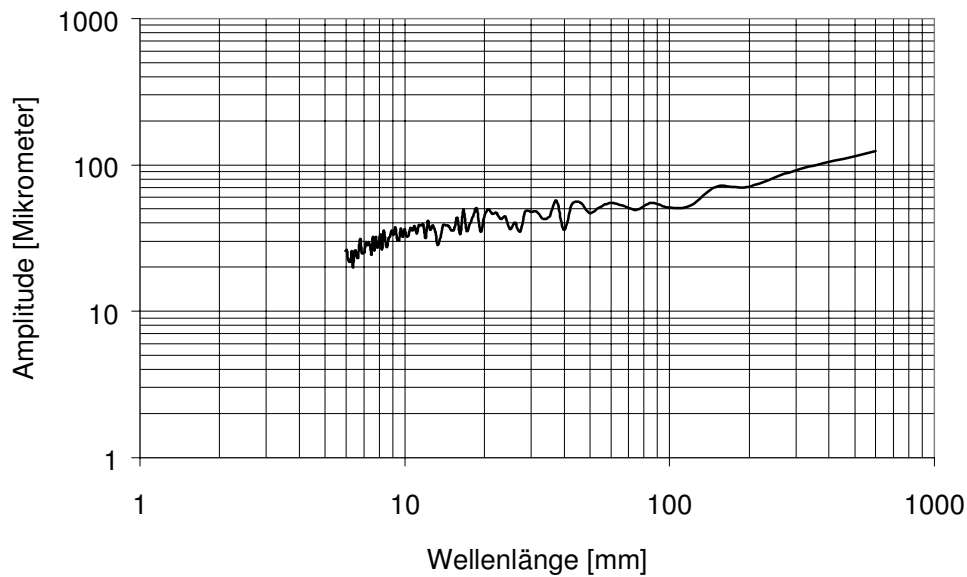


Bild 23: Wellenlängenanalyse der Makrotextur der Fahrbahn A

Wie in der **Tabelle 2** und **Tabelle 3** dargestellt, ist die wegabhängige Abtastrate f_{wabt} des μ ikro-TOP-Systems für die Messung der Mikrotextur gleich 100 [1/mm] und des opto-TOP-Systems für die Messung der Makrotextur gleich 5 [1/mm]. Die Meßfläche ist 5x5 mm für die Mikrotextur und 120x120 mm für die Makrotextur. Nach dem Nyquist-Abtasttheorem [74] kann das μ ikro- TOP-System die Fahrbahntextur im Wellenlängenbereich von 20 μ m bis 5 mm und das opto-TOP-System die Fahrbahntextur im Wellenlängenbereich von 0,4 mm bis 120 mm theoretisch messen.

Bild 24 bis **Bild 26** zeigen die Wellenlängenanalyse einiger Makrotexturschnitte der drei verschiedenen Fahrbahnen (s. **Bild 14**, **Bild 15** und **Bild 16**), die mit dem opto-TOP-System gemessen wurden, in der Wasserfall-Darstellung. In den Bildern ist zu sehen, daß die Verläufe der Amplituden über der Wegfrequenz unterschiedlich ausgeprägt sind, aber die Amplituden mit Zunahme der Wegfrequenz abnehmen. Die Amplitude der Fahrbahn C ist am größten und der Fahrbahn A am kleinsten. Wegen der regellosen Verteilung der Fahrbahntextur kann auch hier eine eindeutige mathematische Beschreibung für einen einzelnen Schnitt nicht abgeleitet werden.

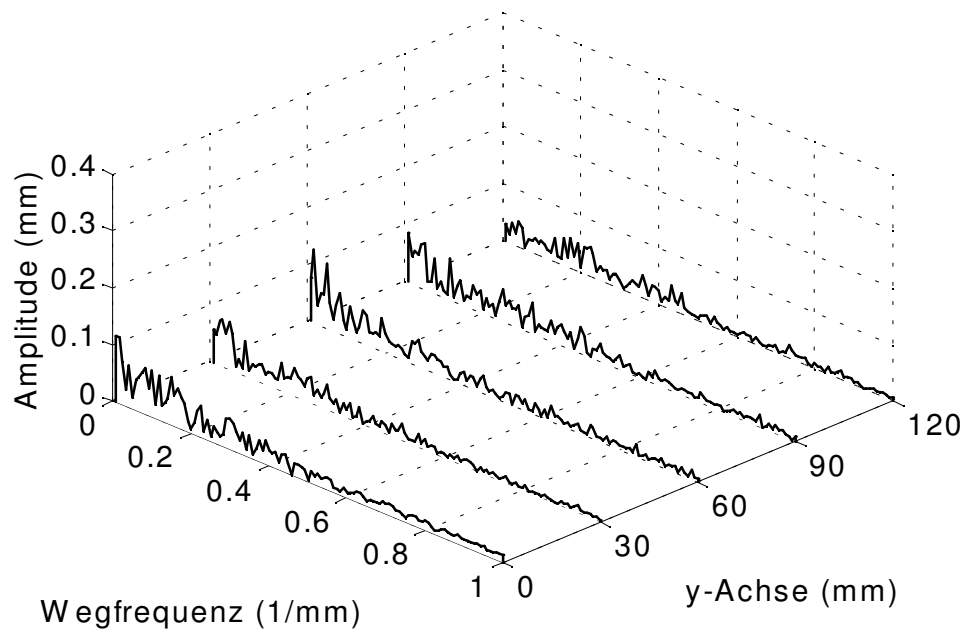


Bild 24: Wellenlängenanalyse der Makrotextur der Fahrbahn A

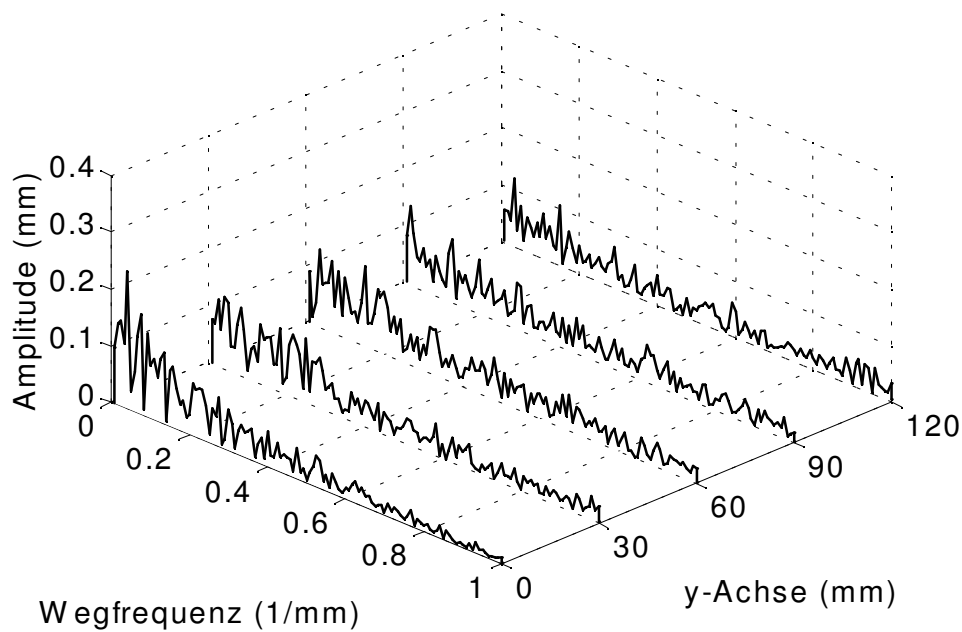


Bild 25: Wellenlängenanalyse der Makrotextur der Fahrbahn B

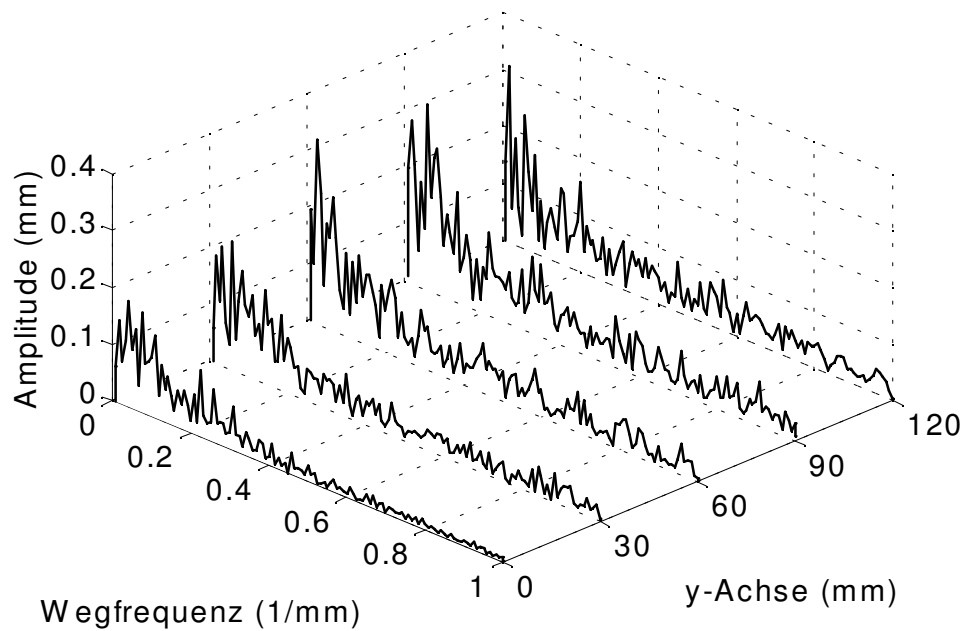


Bild 26: Wellenlängenanalyse der Makrotextur der Fahrbahn C

Bild 27 zeigt die aus insgesamt 600 Texturschnitten der Meßflächen berechneten durchschnittlichen Wellenlängen der Makrotextur der drei verschiedenen Fahrbahnen. Die Verteilungen der Makrotextur bleiben oberhalb einer großen Wellenlänge bei Fahrbahn B und C konstant und fallen darunter ab.

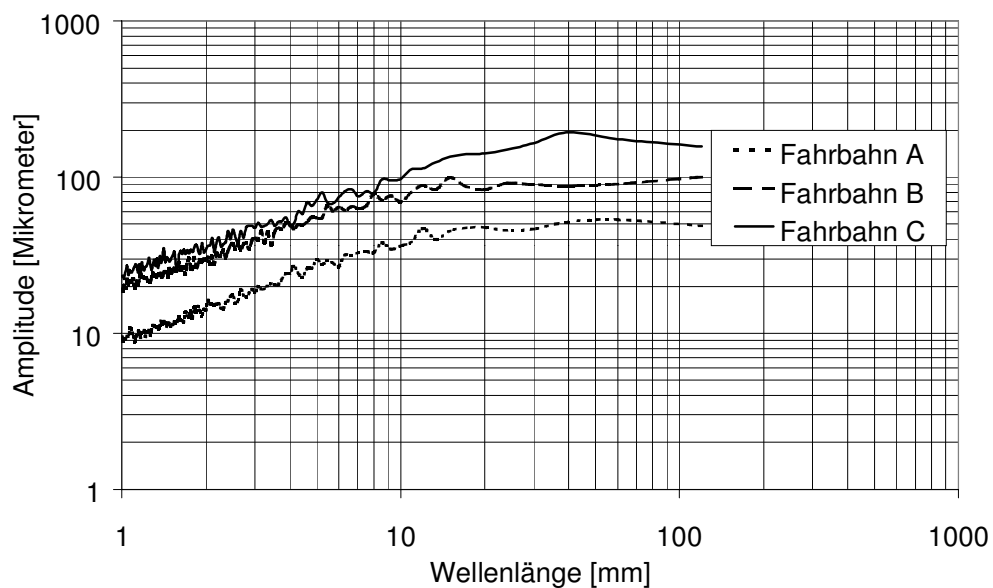


Bild 27: Vergleich der Wellenlängenanalyse der Makrotextur der verschiedenen Fahrbahnen

Bild 28 zeigt die Wellenlängenanalyse einiger Mikrotexturschnitte der Fahrbahn B, die mit dem mikro-TOP-System gemessen wurden, in der Wasserfall-Darstellung. Wie bei der Makrotextur sind die Verläufe der Amplitude über der Wegfrequenz unterschiedlich ausgeprägt und die Amplituden nehmen mit der Zunahme der Wegfrequenz ab. Wegen der regellosen Verteilung der Fahrbahntextur kann auch hier eine eindeutige mathematische Beschreibung für einen einzelnen Schnitt nicht angegeben werden.

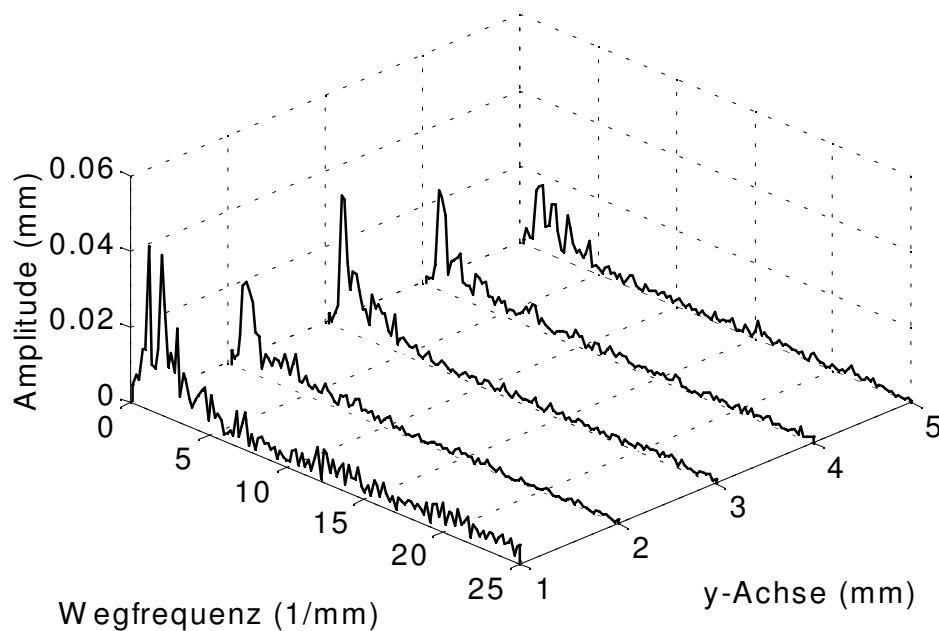


Bild 28: Wellenlängenanalyse der Mikrotextur der Fahrbahn B

Bild 29 stellt die Wellenlängenanalysen (durchgezogene Linie) der Mikro- und Makrotextur der Fahrbahn B zusammen, die mittels des topometrischen Verfahrens ermittelt wurden. Die Textur mit Wellenlängen von 1 bis 120 mm wurde mittels des opto TOP-Systems gemessen und von 40 μm bis 1 mm mittels des mikro TOP-Systems. Die Verteilung der Amplituden mittels des opto TOP-Systems wird von 600 Texturschnitten in einer Fläche der Fahrbahn von 120×120 mm berechnet und die mittels des mikro TOP-Systems von 500 Texturschnitten in einer Fläche von 5×5 mm. Da die mit dem mikro TOP-System gemessene Texturfläche eine beliebige kleine Fläche ist und auch große Texturen (z.B. Löcher) enthält, weicht diese Verteilung im Bereich der Wellenlängen von 0,2 bis 1 mm von der Tendenz der Verteilung der mit dem opto TOP-System gemessenen Textur etwas ab. Im Bild wird auch eine Tendenzlinie (Punktlinie) mit dargestellt.

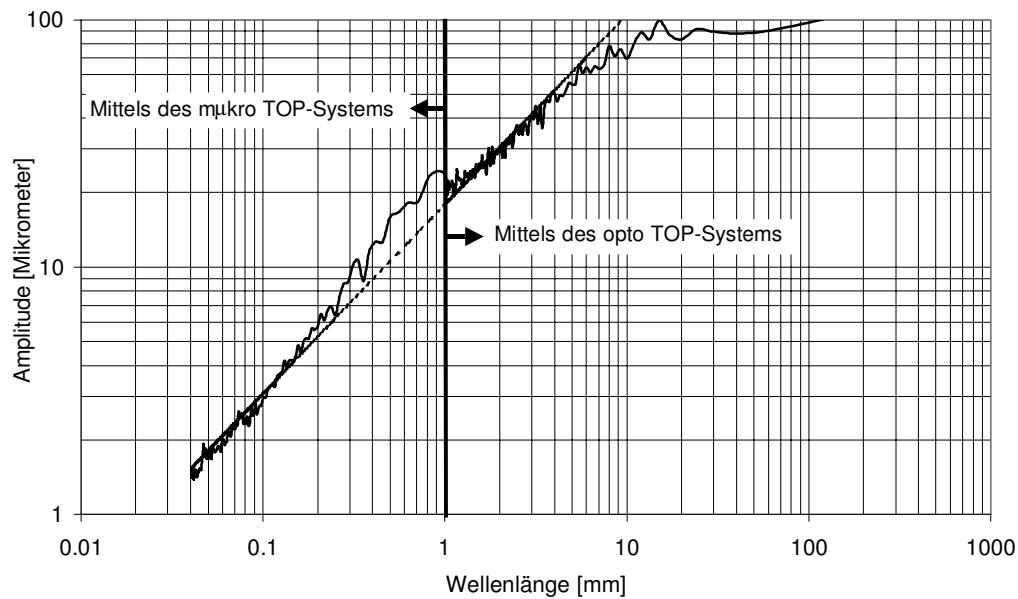


Bild 29: Wellenlängenanalyse der Mikro- und Makrotextur der Fahrbahn B

Diese Wellenlängenanalyse kann für die Berechnung der Erregung des Reifengummis durch die Fahrbahn als Eingang des Systems verwendet werden. Wenn die Wellenlänge der Fahrbahn λ und die Gleitgeschwindigkeit des Profilelementes v bekannt sind, ergibt sich die Erregungsfrequenz eines Profilelementes nach:

$$f_e = \frac{v}{\lambda} \quad (\text{Gleichung 6})$$

2.3 Fazit

Zur Untersuchung der Fahrbahntextur wurde ein Laserprofilometer zunächst eingesetzt. Im Gegensatz zu sonstigen Profilometern wird dieser Laserprofilometer nicht durch einen Schrittmotor, sondern von Hand angetrieben. Hierbei wird die Erfassung der Fahrbahntextur durch die Impulse des Drehzahlsensors gesteuert. Dieser Laserprofilometer kann direkt die Fahrbahntextur in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg erfassen. Aber der Laserprofilometer kann bei jeder Messung nur einen Texturschnitt erfassen. Wegen der regellosen Verteilung der Fahrbahntextur reicht ein Texturschnitt nicht aus, um die Fahrbahntextur zu charakterisieren.

Um mehr Information über Fahrbahntextur zu erhalten, wurde ein topometrisches Verfahren für die räumliche Erfassung der Fahrbahntextur verwendet. Das topometrische Verfahren kann die Fahrbahntextur einer Fläche erfassen. Das mikro-TOP-System und das opto-TOP-System der

Firma Breuckmann GmbH wurden für die Messung der Mikro- und Makrotextur der Fahrbahn eingesetzt. Das mikro-TOP-System kann die Mikrotextur im Wellenlängenbereich von 20 µm bis 5 mm messen und das opto-TOP-System die Makrotextur im Wellenlängenbereich von 0,4 mm bis 120 mm. Eine Messung kann in einigen Sekunden durchgeführt werden und liefert z. B. beim opto-TOP-System 2×600 Texturschnitte der Fahrbahn in x- und y-Richtung. Mit dem Laserprofilometer wäre der Aufwand zur Messung der gleichen Texturschnitte sehr groß. Es ist gelungen, räumlich die Fahrbahntextur zu messen und die Messung der Mikrotextur der Fahrbahn vor Ort praktisch zu ermöglichen. Damit kann die Fahrbahntextur besser charakterisiert werden.

Bei der Auswertung wurde die Fahrbahntextur als wegabhängige Funktion betrachtet. Mit Hilfe der Verarbeitungstheorie der Zeitsignale wurde die Wellenlängenanalyse der verschiedenen Fahrbahntexturen durchgeführt.

Bei der dynamischen Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn wird die Fahrbahntextur als Eingang des Systems betrachtet. Nach der vereinheitlichten Gummireibungstheorie spielt die Erregungsfrequenz der Fahrbahn eine große Rolle [62, 67]. Diese Wellenlängenanalyse bildet die Grundlage für die Bestimmung der Erregungsfrequenz und für die weitere Simulationsberechnung.

3 Meßeinrichtungen zur Messung der Reaktionen des Reifens

3.1 Methodik

Beim Bremsen bewegen sich die Profilelemente des Reifens. Die Bewegungen der Profilelemente verbrauchen wegen ihrer viskoelastischen Eigenschaften und der Fahrbahntextur Energie und dadurch entsteht die Bremskraft, s. Kapitel 1.2.1. Sie spiegeln die Entstehung der Bremskraft wider s. Kapitel 1.2.2. Außerdem reagiert der Reifen auch mit den Schwingungen und dem Geräusch s. Kapitel 1.2.3. Deshalb kann die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn mit Hilfe der Bewegungen der Profilelemente unter Berücksichtigung der globalen Reaktionen (wie z. B. der Kräfte, der Schwingungen und der Geräuschentwicklung des Reifens) untersucht werden. Um diese lokalen und globalen Phänomene messen zu können, wurden geeignete Meßeinrichtungen und –verfahren eingesetzt, **Bild 30**.

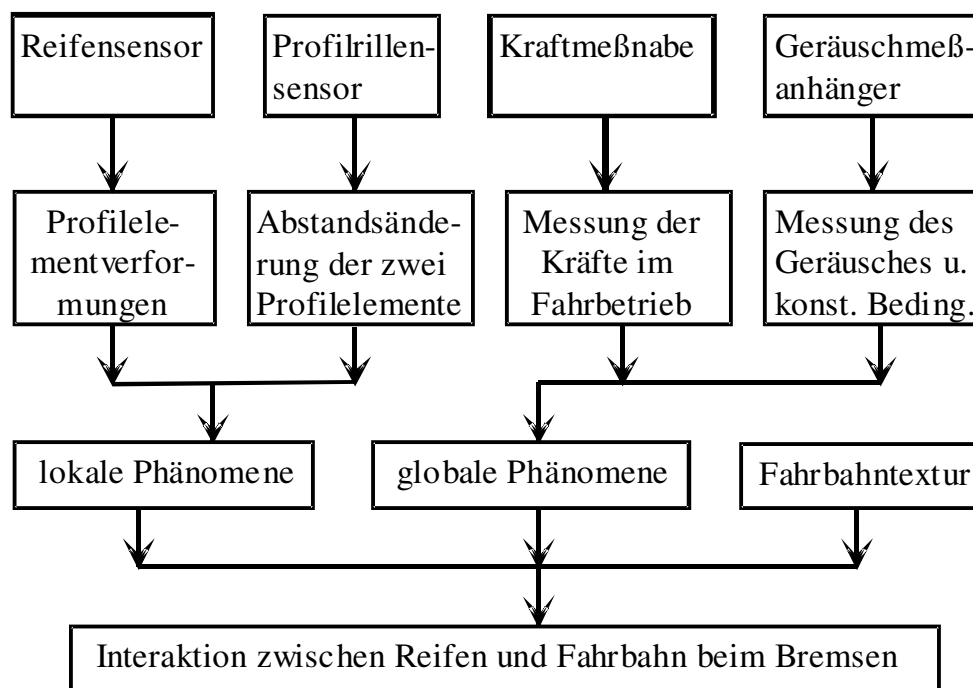


Bild 30: Meßgeräte und Verfahren der experimentellen Untersuchung in dieser Arbeit

3.2 Reifensensorik

Der Darmstädter Reifensensor wurde am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen des Sonderforschungsbereiches (SFB) 241 „IMES“ der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) entwickelt, s. **Bild 9** und **Bild 10**. Der Reifensensor ermöglicht die Messung der Profilelementverformung des Reifens in allen drei Raumrichtungen, s. Kapitel 1.2.1.4. Es gibt bisher insgesamt vier verschiedene Sensorgenerationen, die ersten drei Generationen wurden in [82, 95, 65, 3, 33] verwendet. Sie benutzen einen großen Permanentmagneten mit einem Durchmesser von 8 bis 10 mm, der die Ortsauflösung des Reifensensors begrenzt. Um die Ortsauflösung zu erhöhen, wurde die Dimension des Reifensensors weiter verkleinert, wobei ein möglichst kleiner Magnet verwendet wird. Zu diesem Zweck wurde der Reifensensor zur 4. Generation im Rahmen des SFB 241 weiterentwickelt. Der Reifensensor der 4. Generation basiert ebenfalls auf dem Hall-Effekt und wird auf GaAs Halbleitermaterial hergestellt [12]. Wegen seines hoch aufwendigen Fertigungsprozesses [24] ist in Rahmen dieser Arbeit ein neuer Reifensensor, bei dem auch ein kleiner Magnet mit einem Durchmesser von nur 2 mm verwendet werden kann, entwickelt worden. Durch eine neue Anordnung des neuen Sensors und des kleinen Magneten im Profilelement des Reifens kann der Reifensensor erstmals die Profilelementverformung beim

ABS-Bremsen sensieren. Außerdem wurde in dieser Arbeit noch ein Profilrillensensor, der die Abstandsänderung zweier benachbarter Profilelemente messen kann, entwickelt.

3.2.1 Reifensensor

3.2.1.1 Funktionsweise

Der neue Reifensensor besteht analog zu dem Reifensensor der 2. Generation aus 4 käuflichen kleinen Hallgeneratoren (A, B, C, D), die auf einer dünnen Keramikscheibe (E, 0,2 mm dick) als Kreuz angeordnet werden, s. **Bild 31**. Jeder Hallgenerator beruht auf dem GaAs Material und hat eine hohe Empfindlichkeit sowie einen niedrigen Temperaturkoeffizienten. Er hat eine miniaturisierte Dimension $2,3 \times 3,2 \times 0,7$ mm (Länge \times Breite \times Höhe). Zur Messung der Temperatur im Profilelement des Reifens wird ein Thermoelement (F) in der Mitte des Kreuzes integriert. Zum Schutz wird der Reifensensor mit Harz vergossen und kann Temperaturen von bis zu 175 °C aushalten. Der komplette Reifensensor hat die Abmessungen $\varnothing 9,5$ mm \times 2 mm.

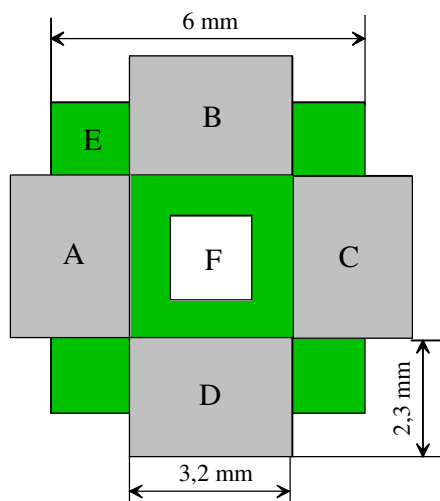


Bild 31: Aufbau des Reifensensors. A, B, C, D: Hallgenerator, E: dünne Keramikscheibe, F: Thermoelement

Im **Bild 32** ist die Funktionsweise des Reifensensors in x- und z-Richtung schematisch skizziert dargestellt. Im Bild werden nur zwei Hallgeneratoren A und C in x-Richtung und der Magnet G dargestellt. Linie 1 ist der Spannungsverlauf des Hallgenerators A über der Verschiebung des Magneten G in x-Richtung und Linie 2 der des Hallgenerators C. Linie 3 ist der

Spannungsverlauf des Hallgenerators A unter Variation des Abstandes des Magneten G. Bewegt sich der Magnet von Punkt a zum Punkt b in x-Richtung, verkleinert sich die Spannung des Hallgenerators A um ΔU_{Ax} und vergrößert sich die des Hallgenerators C um ΔU_{Cx} . Im Bild ist auch zu sehen, wie sich die Spannung des Hallgenerators A um ΔU_{Az} bei der Verschiebung des Magneten vom Punkt a bis Punkt e in z-Richtung verringert. In erster Näherung ergibt sich die relative Verschiebung in x-Richtung und y-Richtung aus den Differenzen der Spannungen von jeweils 2 in einer Richtung liegenden Hallgeneratoren und die relative Verschiebung in z-Richtung aus der Summe aller Spannungen [95]. In einem kleinen linearen Bereich kann $|\Delta U_{Ax}| = |\Delta U_{Cx}|$ angenommen werden. In diesem kleinen Bereich gibt es nach diesem Algorithmus kein Übersprechen der x- bzw. y-Richtung auf die z-Richtung. Ist die Verschiebung des Magneten zu groß, verläuft die Spannung des Hallgenerators nicht mehr linear, nämlich $|\Delta U_{Ax}| \neq |\Delta U_{Cx}|$, dann entsteht ein Übersprechen der x- bzw. y-Richtung auf die z-Richtung. Um das Übersprechen in einem geforderten Meßbereich zu vermeiden, muß die Anordnung der Hallgeneratoren und des Magneten optimiert werden.

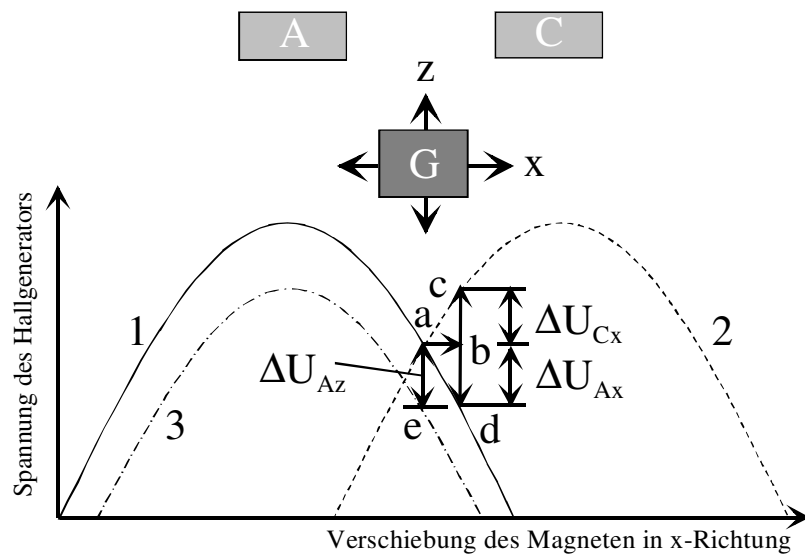


Bild 32: Funktionsweise des Reifensensors. A, C: Hallgenerator, G: Magnet

Nach zahlreichen Versuchen auf dem Kalibriertisch (s. Kapitel 3.2.1.2) wurden unter Berücksichtigung der Empfindlichkeit des Reifensensors und der Baugröße ein Permanentmagnet VACOMAX 225 HR der Firma Vacuumschmelze GmbH mit den Abmessungen von $\varnothing 2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ und einem Abstand von 2 mm zwischen dem Reifensensor

und dem Magnet gewählt. **Bild 33** skizziert den neuen *fzd*-Reifensensor eingebaut im Profilelement des Reifens.

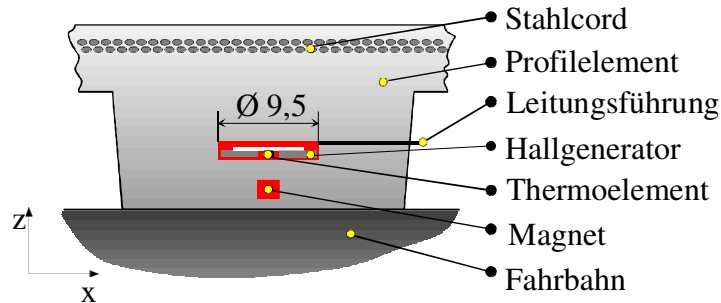


Bild 33: Der neue *fzd*-Reifensensor

Tabelle 5 faßt die technischen Daten des neuen Reifensensors zusammen.

Tabelle 5: Technische Daten des neuen Reifensensors

| | |
|---------------------------------------------------|-------------------|
| Abmessungen des Reifensensors | Ø9,5×2 mm |
| Hallgenerator | Infineon KSY 14 |
| Material des Magneten | VACOMAX 225 HR |
| Abmessungen des Magneten | Ø2×2 mm |
| Thermoelement | Honeywell HEL-700 |
| Abstand zwischen Sensor und Magnet | 2 mm |
| Relativer Temperaturkoeffizient des Reifensensors | < 0,07 %/K |
| Meßbereich in x- und y-Richtung | ± 0,7 mm |
| Meßbereich in z Richtung | ± 0,4 mm |
| Auflösung in x- und y-Richtung | > 5 µm |
| Auflösung in z-Richtung | > 5 µm |

3.2.1.2 Positionierung und Kalibrierung

Bevor der Reifensensor im Reifen eingebaut wird, muß der Magnet relativ zum Sensor positioniert werden, damit ein großer linearer Meßbereich erreicht und Übersprechen vermieden wird. Dafür muß sich der Magnet in der Mitte des Kreuzes befinden. Um den Meßsignalen eindeutige Profilelementverformungen zuordnen zu können, muß der Reifensensor kalibriert

werden. Zur Positionierung und Kalibrierung des Reifensensors dient ein Kalibriertisch, s. **Bild 34**. Der Kalibriertisch hat drei von einem PC mikrometergenau ansteuerbare Schrittmotoren. Der Schlitten kann um ein definiertes Maß von den drei Schrittmotoren in den drei Raumrichtungen bewegt werden. Der Magnet wird auf dem Schlitten befestigt und der Sensor liegt fest gegenüber. Bei der Verschiebung des Schlittens werden die drei Signale des Sensors vermessen. Durch die Beobachtung der drei Meßsignale des Sensors kann der Magnet in der Mitte des Kreuzes justiert werden.

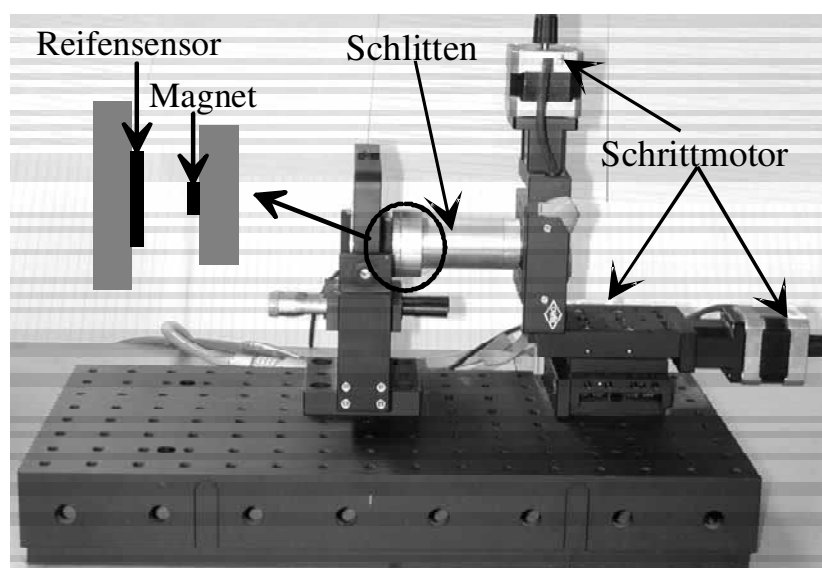


Bild 34: Kalibriertisch des Reifensensors

Im Anschluß an die Positionierung des Magneten erfolgt die Kalibrierung des Sensors. **Bild 35a** zeigt die Kalibrierkurve in x-Richtung bei einem Abstand von 2 mm zwischen dem Sensor und dem Magneten. Man erkennt, daß im Meßbereich von $-0,7$ mm bis $+0,7$ mm kein Übersprechen der x-Richtung auf die anderen Richtungen auftritt. Bei den ABS-Bremsungen betrug die vom Reifensensor gemessene Profilelementverformung maximal bis 0,6 mm, s. Kapitel 4.2.2. Die Kalibrierung der y-Richtung erfolgt analog der für die x-Richtung. **Bild 35b** stellt die Kalibrierkurve der z-Richtung dar. Im Bild ist ersichtlich, daß kein Übersprechen der z-Richtung auf die x- und y-Richtung vorkommt.

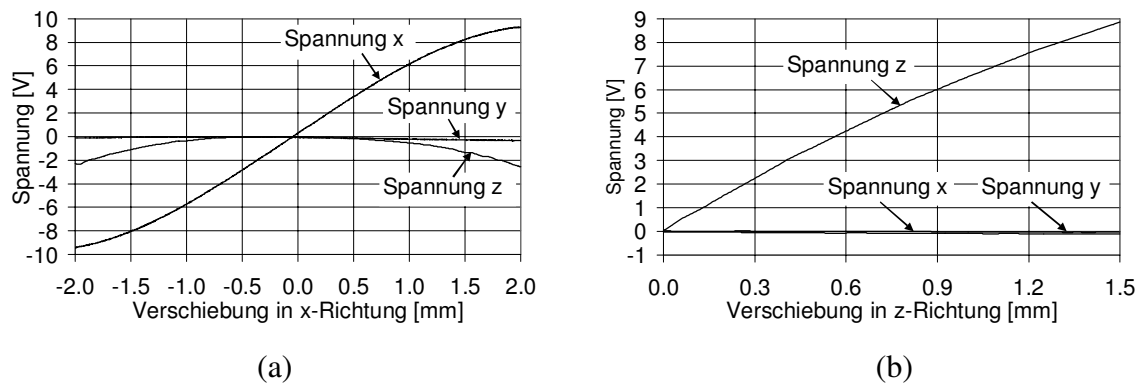


Bild 35: Kalibrierkurven des Reifensensors

3.2.1.3 Einbau des Reifensensors

Der Einbau des Reifensensors und des Magneten in den Reifen kann auf drei verschiedenen Wegen erfolgen. Eine Möglichkeit besteht darin, daß ein positioniertes Sensor-Magnet-Paket mit dazwischenliegender Gummischeibe aus Laufstreifengummi im Laufstreifen appliziert und anschließend in einer Heizform vulkanisiert wird. Bei diesem Verfahren kann sich die exakte Position des Magneten zum Sensor durch unkontrollierbare Fließvorgänge während der Vulkanisation verändern.

Eine weitere Möglichkeit ist das lokale nachträgliche Einvulkanisieren. Zuerst wird der Magnet in einen Gummizylinder einvulkanisiert und dann wird der Magnet mit dem Gummizylinder zum Sensor positioniert und anschließend zusammengeklebt. Das positionierte Sensor-Magnet-Paket wird in ein Profilelement einvulkanisiert, wobei zuvor ein Sackloch in das Profilelement gefräst werden muß. Das Verfahren erscheint zunächst vielversprechend. Versuche haben beim nachträglichen Einvulkanisieren aber gezeigt, daß sich die Geometrie des betroffenen Profilelements so verändern kann, daß jedenfalls der Reifen an dieser Stelle einen ganz anderen Kontaktdruck hat.

Eine andere Möglichkeit ist die bei *fzd* bewährte sogenannte „kalte Methode“. Bei dieser Methode werden der Reifensensor und der Magnet nachträglich in ein Profilelement des bereits vulkanisierten Reifens eingebaut. Dazu wird zuerst das zu untersuchende Profilelement mit einem speziellen Profilschneidemesser ausgeschnitten (s. **Bild 36 a**). In die Rückseite dieses mit flüssigem Stickstoff abgekühlten und verhärteten Elementes werden dann ein Sacklock vom Durchmesser des Reifensensors sowie ein seitlicher Kanal für das Kabel gefräst (s. **Bild 36 b**). Bei hohen Werkzeugdrehzahlen und geringen Vorschubgeschwindigkeiten kann das tiefgekühlte

Profilelement exakt bearbeitet werden. Die Tiefe des Loches wird nach dem Abstand von der Reifenoberfläche bis zum Magneten bestimmt. Dieser Abstand für die Experimente dieser Arbeit soll so klein wie möglich sein, um die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn besser sensieren zu können. Aber bei zu geringem Abstand kann der Magnet durch Verschleiß des Reifens abgetrennt werden. Nach vielen Tests wurde dieser Abstand mit 1 mm beim ABS-Bremsen gewählt. Auf die gleiche Weise wird ein 2 mm tiefes Sackloch von 2 mm Durchmesser in eine 4 mm dicke Gummischeibe gefräst. Diese Gummischeibe wird vom Laufstreifen eines anderen gleichartigen Reifens ausgeschnitten, um die gleichen Eigenschaften wie die des untersuchten Profilelements zu gewährleisten. Ein Magnet von 2 mm Durchmesser wird dann in dieses Loch eingesetzt. Der Magnet mit der Gummischeibe muß auf dem Kalibriertisch exakt zum Sensor positioniert und kalibriert werden, s. Kapitel 3.2.1.2. Anschließend wird der Sensor mit der Gummischeibe verklebt. Die überstehenden Ränder der Gummischeibe können mit einem speziellen Werkzeug exakt abgetrennt werden, s. **Bild 36 c**. Das Sensor-Magnet-Paket wird in das vorbereiteten Profilelement eingeklebt, s. **Bild 36 d**. Schließlich wird das Profilelement mit dem Reifensensor wieder in den Reifen eingeklebt, s. **Bild 37**. Die Kabel des Reifensensors werden seitlich zum in der Radmitte montierten Schleifringübertrager geführt. Die Kabelführung wird mit weichem Silikon gefüllt, um die Kabel des Reifensensors vor Steinchen der Fahrbahn zu schützen.

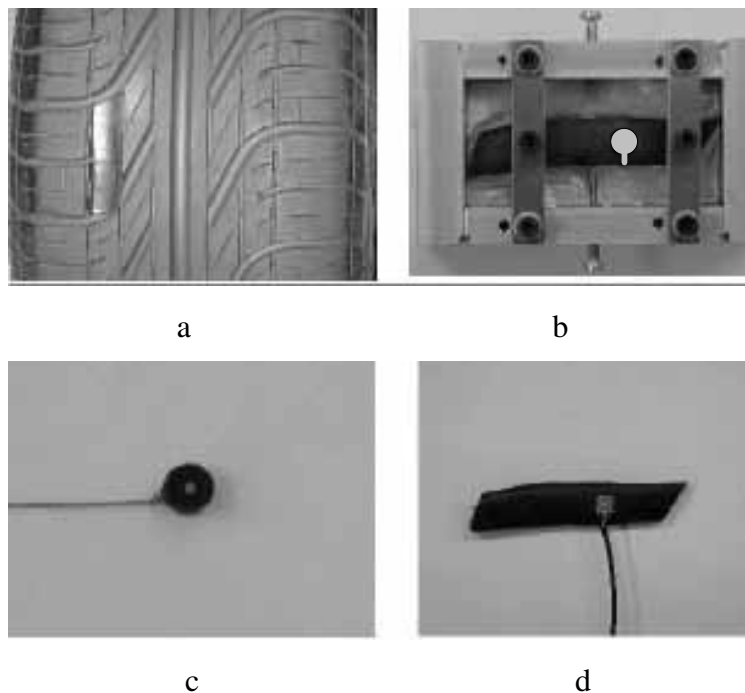


Bild 36: Einbau des Reifensensors und des Magneten

Bild 37 zeigt den Versuchsreifen mit dem eingebauten Reifensensor und dessen Abdruck des Reifenlatsches, wobei der Reifensensor von der Oberfläche der Fahrbahn 5,0 mm entfernt ist und der Abstand des Magneten zur Oberfläche der Fahrbahn 1,0 mm beträgt. Im Bild ist zu sehen, daß sich die Flächenpressung an der Einbaustelle kaum verändert.

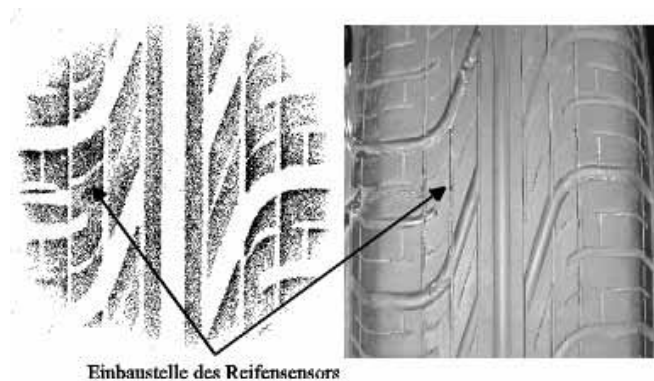


Bild 37: Der Abdruck des Latsches des Versuchsreifens („Kalte Methode“)
Radlast 3700 N und Innendruck 2,0 bar

3.2.2 Profilrillensensor

Durch die Abplattung des Reifens bzw. die Längskräfte wird der Umfangsabstand zweier benachbarter Profilelemente über den Einlaufbereich, die Kontaktzone und den Auslaufbereich des Reifens verändert. Dadurch verändern sich die Volumina der Luft in den Profilrillen und es entstehen starke Luftströmungen. Diese Luftströmungen erzeugen im Zusammenwirken mit der Fahrbahntextur das sogenannte Air-Pumping. Die Untersuchung des Air-Pumping ist ein aktuelles Thema bei der Erforschung des Reifen/Fahrbahngeräusches [31, 83, 99]. In dieser Arbeit wurde ein Profilrillensensor, der die Messung des Abstandes zwischen zwei benachbarten Profilelementen ermöglicht, entwickelt, um einen Beitrag zum Verständnis der Entstehung des Air-Pumping und der Luftresonanzen in Profilrillen zu leisten, s. Kapitel 6.2.2.

Der Profilrillensensor besteht aus einem Hallsensor und 2 Permanentmagneten. Nach der Größe der zu untersuchenden Profilrille wird die Größe des käuflichen Hallsensors und Magneten zuerst bestimmt. Dann können der Hallsensor und die Magneten bezüglich der Empfindlichkeit und des Meßbereiches durch Kalibrierung auf dem Kalibriertisch ausgewählt werden. Der Hallsensor wird an der Kante eines Profilelements angeklebt und die Permanentmagneten an der Kante des gegenüberliegenden Profilelements. Hier werden zwei Magneten verwendet, um übersprechungsfrei und mit hoher Empfindlichkeit die Änderung des Abstandes zwischen den

beiden Profilelementen aufzunehmen. **Bild 38** zeigt die Applikation des Profilrillensensors am Versuchsreifen. Beim Einbau des Profilrillensensors soll sich der Hallsensor in der Mitte der zwei Magnete befinden. Durch die Kompensation der Magnetfelder der beiden Magneten an der Stelle des Hallsensors sensiert der Sensor im Meßbereich die Verschiebung in y-Richtung nicht. Der Sensor mißt nur die relative Verschiebung zwischen den Magneten und dem Hallsensor in x-Richtung. Der Sensor wird möglichst in der Reifenmitte eingebaut, da die dortige Schubspannung größer ist. Die Kabel des Profilrillensensors wurden seitlich zum in der Radmitte montierten Schleifringübertrager geführt.

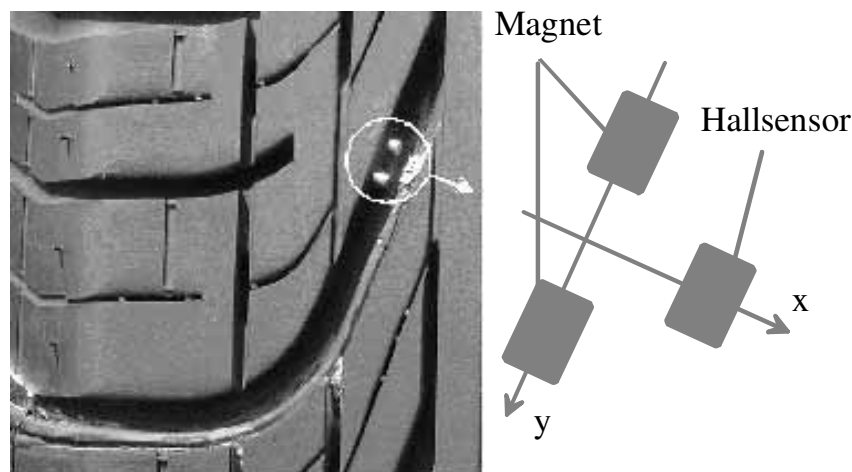


Bild 38: Applikation eines Profilrillensensors am Reifen

3.3 Prüfstand

Um die Profilelementverformungen unter konstanten Bremskräften untersuchen zu können, wurde der *fzd* Linearprüfstand LINUS verwendet, s. **Bild 39**. Der Versuchsreifen kann durch einen Pneumatikzylinder gegen eine Plexiglasfahrbahn gedrückt werden, um eine entsprechende Radlast zu erzeugen. Die Plexiglasfahrbahn erlaubt die optische Untersuchung der Effekte im Reifenlatsch. Der Versuchsreifen kann sich durch einen spindelgetriebenen Schlitten mit einer Geschwindigkeit von 1,47 cm/s bewegen. Das Meßrad ist mit einem Scheibenläufermotor gekoppelt. Durch den momentgeregelten Motor kann die Bremskraft eingestellt werden. Die drei im Reifenlatsch wirkenden Kräfte werden fahrbahnseitig durch eine Meßplattform gemessen. Eine ausführliche Beschreibung des Prüfstandes findet sich in [95].

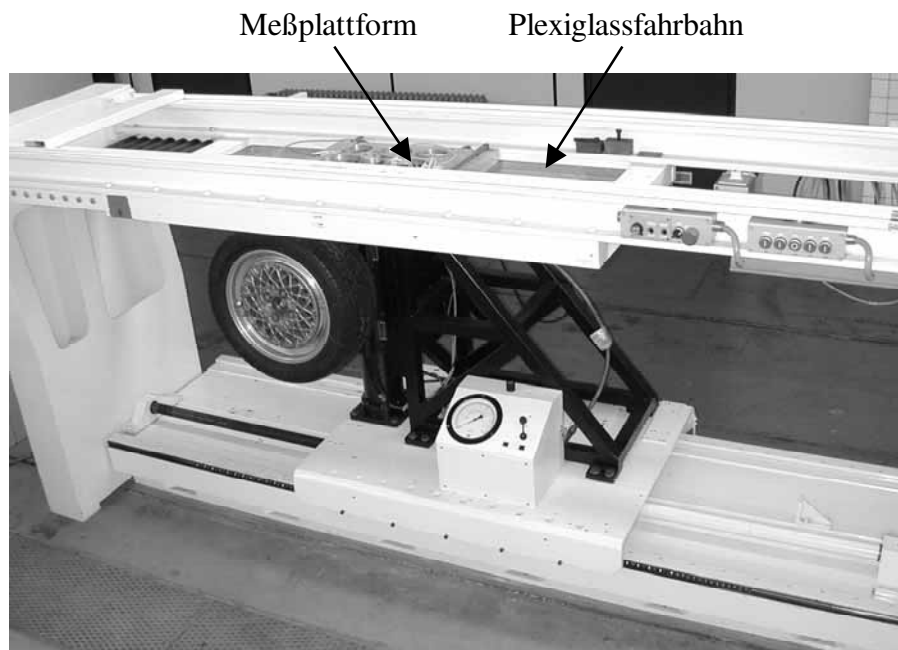


Bild 39: Der Prüfstand LINUS

3.4 Kraftmeßnabe

Die in dieser Arbeit verwendete Kraftmeßnabe ist eine mit Sensoren bestückte spezielle Nabe, die die Kräfte und Momente am Rad messen kann. Kraftmeßnaben haben bei der Untersuchung der Betriebsfestigkeit und der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen viele Verwendungen gefunden [64, 84], da die dynamischen Kräfte und Momente am Reifen die Eingänge der Dynamiksysteme der Kraftfahrzeuge bilden. Viele verschiedene Kraftmeßnaben, die entweder auf individuellen Kraftmeßdosen oder auf DMS-Applikationen beruhen, wurden in der Vergangenheit entwickelt. Jede Konstruktion hat bezüglich Masse, Empfindlichkeit, Temperatureigenschaften, dynamischer Eigenschaften, Montage und Kosten ihre Vorteile und Nachteile [107, 108]. In dieser Arbeit wurde die Kraftmeßnabe VELOS (Vehicle Load Sensor) der Firma VELOS eingesetzt. Diese Kraftmeßnabe wurde am Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF) in Darmstadt entwickelt. Kraftmeßnaben vom Typ VELOS haben sich unter extremen Fahrzuständen und Betriebsbedingungen in verschiedenen Kraftfahrzeugen zuverlässig bewährt. Die einzelnen Lastkomponenten werden durch ein spezielles Konstruktionskonzept des VELOS vollständig entkoppelt. Damit werden aufwendige Kalibrierungen und umfangreiche elektronische Kompensationseinrichtungen entbehrlich. Mit VELOS können die am rotierenden

Rad angreifenden Längs, Seiten- und Vertikalkräfte und die entsprechenden Momente übersprechungsfrei und mit hoher Genauigkeit erfassen werden [85].

3.4.1 Meßprinzip

Bild 40 zeigt den prinzipiellen Aufbau von VELOS. Die am Rad angreifenden sechs Kraft- und Momentenkomponenten werden über acht Meßelemente, die mit Dehnungsmeßstreifen ausgerüstet sind, von der Felge auf die Radscheibe übertragen. Die vier Meßglieder in y-Richtung sind in y-Richtung steif, aber weich in Radial- (R) und Umfangsrichtung (U). Die vier anderen Meßelemente, die in Form von Speichen ausgebildet sind, sind steif in Radial- und Umfangsrichtung, aber biegeweich in y-Richtung. Deshalb werden die Seitenkraft F_y sowie die Hoch- und Kippmomente M_x und M_z durch die vier y-Meßglieder aufgenommen, während Längs- und Vertikalkraft F_x und F_z sowie das Brems- bzw. Antriebsmoment M_y durch die vier R,U-Speichen erfaßt werden. Jede R,U-Speiche trägt zwei unterschiedliche DMS-Meßanordnungen. Eine Meßanordnung erfaßt die Radialkraft in der Längsrichtung der Speiche, während die andere die Umfangskraft in Form der Speichenbiegung mißt.

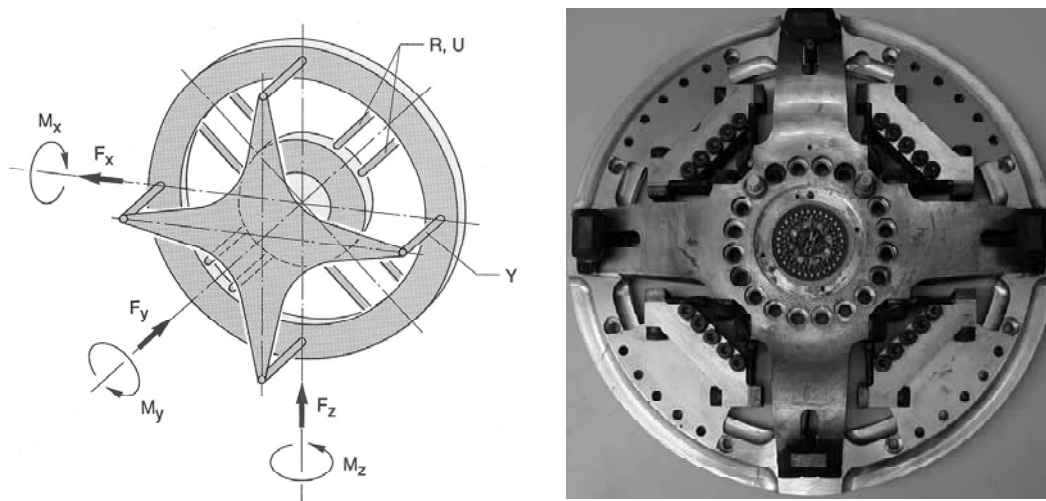


Bild 40: Kraftmeßnabe VELOS (linkes Bild nach [85])

Auf den acht Meßgliedern sind insgesamt 56 Dehnungsmeßstreifen angebracht, die zu sechs temperatur- und geschwindigkeitskompensierten Wheatstoneschen Vollbrücken verschaltet sind. Dies ergibt sechs unabhängige Sensoren für die sechs Kraft- und Momentenkomponenten im rotierenden radfesten Koordinatensystem.

3.4.2 Datenverarbeitung

Das VELOS-System mißt die sechs Kraft- und Momentenkomponenten im rotierenden radfesten Koordinatensystem, die in das Fahrzeugkoordinatensystem transformiert werden müssen. Für die Geradeausfahrt können z.B. die folgenden Formeln für die Längs- und die Vertikalkraft nach **Bild 41** abgeleitet werden, wobei X die Fahrtrichtung und Z die Vertikalrichtung ist:

$$M_{yg} = K(MY) * MMY \quad (\text{Gleichung 7})$$

$$F_{xg} = MR13 * K(R13) * \sin(\alpha) - MR24 * K(R24) * \cos(\alpha) \quad (\text{Gleichung 8})$$

$$F_{zg} = MR13 * K(R13) * \cos(\alpha) + MR24 * K(R24) * \sin(\alpha) \quad (\text{Gleichung 9})$$

MMY ist das gemessene Signal des Brems- bzw. Antriebsmomentes, $K(MY)$ ist der entsprechende Kalibrierfaktor.

$MR13$ und $MR24$ sind die gemessenen Signale der Radialkräfte, $K(R13)$ und $K(R24)$ sind die entsprechenden Kalibrierfaktoren.

α ist der Winkel zwischen dem Rad- und dem Fahrzeugkoordinatensystem und wird durch einen Resolver als $\sin(\alpha)$ und $\cos(\alpha)$ aufgenommen.

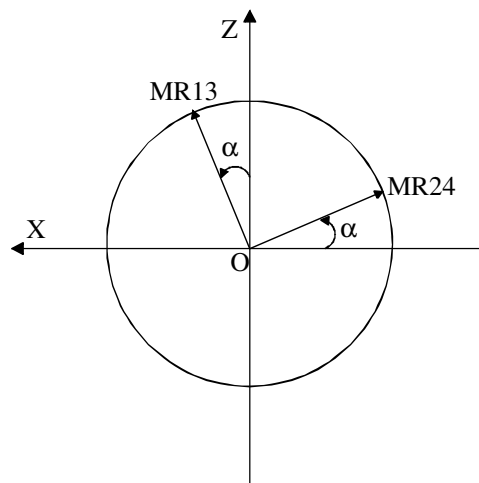


Bild 41: Transformation des Koordinatensystems

3.5 Versuchsträger

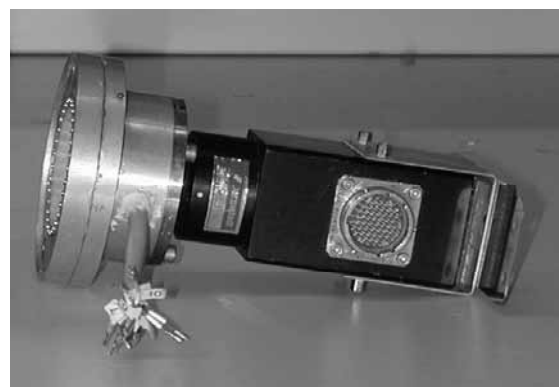
Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei Versuchsfahrzeuge ausgerüstet: eines für die Untersuchung des Reifens beim ABS-Bremsen, eines für die Untersuchung des Reifens beim Gleiten.

Das Versuchsfahrzeug für die ABS-Bremsungen wurde links vorne mit dem Versuchsreifen mit Reifensensor, der Kraftmeßnabe mit Resolver sowie mit Geschwindigkeitsaufnehmer, Drehzahlaufnehmer, Bremsdrucksensor und Beschleunigungsaufnehmer ausgerüstet. Bei der Adaption der Kraftmeßnabe wurde darauf geachtet, daß die Einpresstiefe des Meßrades gegenüber dem Serienrad unverändert blieb.

Bild 42a zeigt den Bremsdrucksensor, der an einem T-Stück der Bremsleitung am vorderen linken Rad eingebaut wurde. Im Sensor ist ein entsprechender Verstärker mit benutzerfreundlichem Interface integriert. Über einen BNC wird dieser mit der Speisespannung versorgt und liefert eine dem Bremsdruck proportionalen Signalspannung. **Bild 42b** zeigt den verwendeten Schleifringübertrager, der zur Übertragung der Signale vom rotierenden zum feststehenden System dient. Im Schleifringübertrager ist ein Resolver integriert. Die Winkelsignale des Resolvers werden in einem Verarbeitungsgerät in die kontinuierlichen Analogausgänge der Sinus- und Cosinussignale umgewandelt. Diese Sinus- und Cosinussignale werden zum einen bei der Transformation des Koordinatensystems der mit der Kraftmeßnabe gemessenen Kräfte (s. Kapitel 3.4.2) und zum anderen bei der Berechnung der Radgeschwindigkeit verwendet [104].



a



b

Bild 42: Bremsdrucksensor und Schleifringübertrager mit einem integrierten Resolver

Alle Signale, die im rotierenden Rad gemessen werden (z.B. PEV-Signale, Kräfte- und Drehzahlssignale), werden durch den Schleifringübertrager zu den entsprechenden Verstärkern im Fahrerraum weitergeführt. Die Speisespannungsversorgung für den Reifensensor, die Kraftmeßnabe und den Resolver erfolgt ebenfalls über den Schleifringübertrager. Die verstärkten Analogsignale werden durch eine Erfassungskarte, die 16 Kanäle bis 10 kHz abtasten kann, in Digitalsignale umgewandelt und dann durch eine PCMCIA-Karte in ein Notebook übertragen. Die Erfassungskarte hat ihre eigene Verwaltungssoftware Adbasic[®] und ein Transputer-System, das eine RAM Speichergröße von 32 MB hat. Ein Erfassungsprogramm unter Adbasic[®] wird im Transputer-System gespeichert und steuert sowohl die Datenerfassung und als auch die Ausführung der Rechenoperationen. Die gemessenen Daten werden zuerst im Transputer-System gespeichert. Die Datenübertragung zwischen dem Transputer-System und dem Notebook wird von einem MATLAB[®]-Programm verwaltet. **Bild 43** zeigt den Aufbau des Meßsystems im Versuchsfahrzeug.

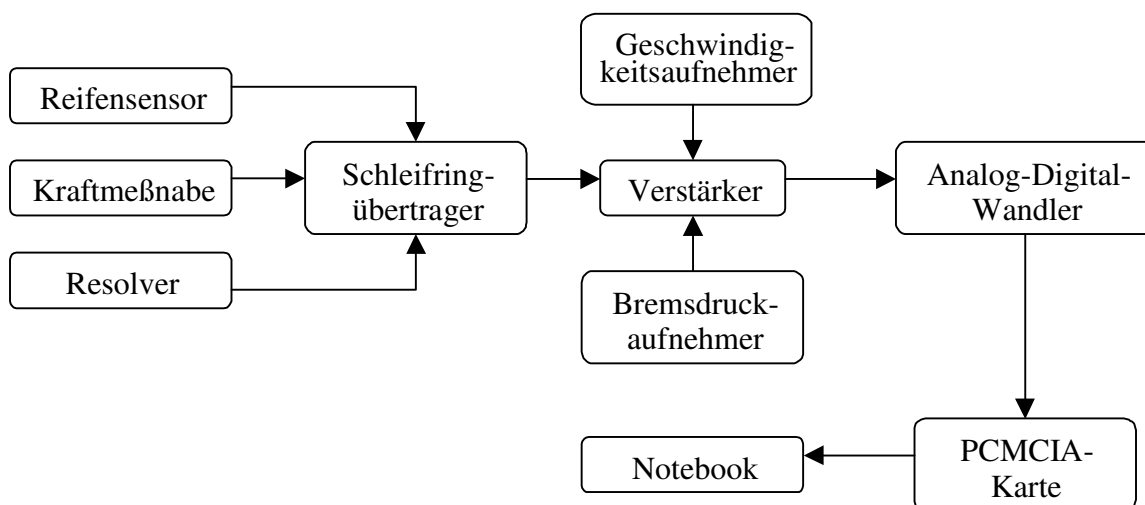


Bild 43: Aufbau des Meßsystems im Versuchsfahrzeug

Das andere Versuchsfahrzeug Opel Astra wurde ebenfalls links vorne mit einem Versuchsreifen mit dem Reifensensor und einem Geschwindigkeitsaufnehmer ausgerüstet, s. **Bild 44**. Während alle vier Räder durch das eigene Bremssystem zum Blockieren gebracht wurden, wurde dieses Versuchsfahrzeug durch ein Zugfahrzeug gezogen, um die dynamischen Eigenschaften des blockierten Reifens beim Gleiten zu untersuchen. Die Signalübertragung und Erfassung erfolgte dabei wie oben beschrieben.



Bild 44: Versuchsfahrzeug Opel Astra für die Untersuchung des Reifens beim Gleiten

3.6 Geräuschmeßanhänger

Um die Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Geräusch des Reifens zu untersuchen, wurde der *fzd*-Reifenmeßanhänger MARGA (s. **Bild 45**) eingesetzt, wobei der Versuchsreifen mit dem neuen Reifensensor und dem Profilrillensensor ausgerüstet wurde. Der Meßanhänger MARGA kann Reifengeräusche unter Variation der Radlast, des Bremsmoments, des Antriebsmoments, des Schräglaufwinkels und des Sturzes in einem Nahfeld auf realer Straße messen [73]. Die vier Mikrophone befinden sich nahe um den Reifen, um Reifengeräusche besser erfassen zu können.

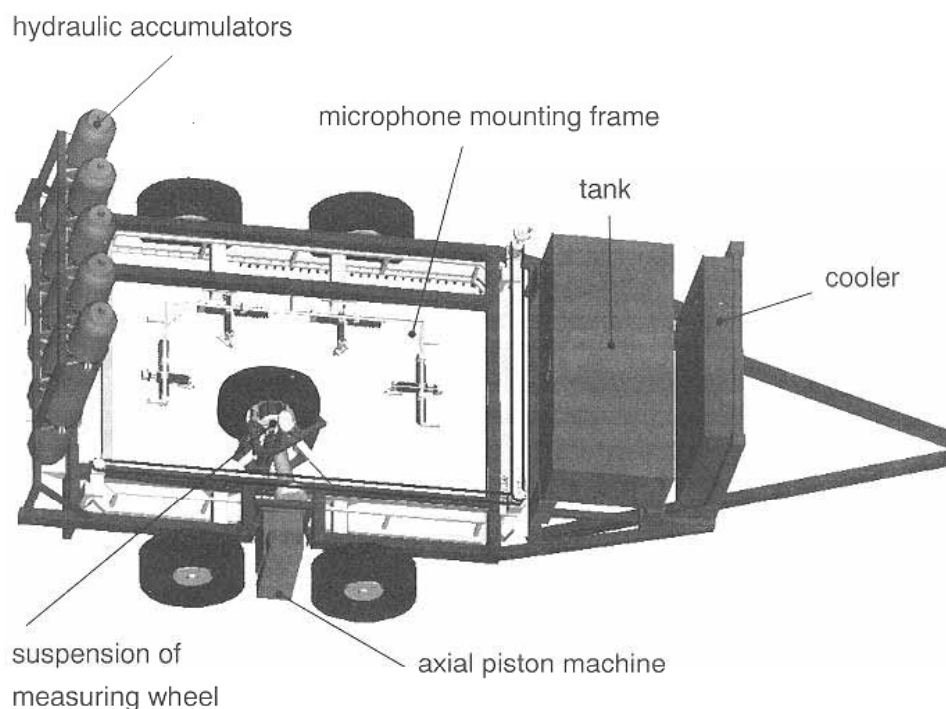


Bild 45: Reifengeräuschmeßanhänger MARGA [73]

3.7 Fazit

Bei Bremsen verformen sich die Profilelemente des Reifens. Dadurch entstehen die Reibkräfte im Reifenlatsch. Der Reifen reagiert hierauf auch mit Schwingungen und Geräusch. Deshalb kann die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn mit Hilfe der Profilelementverformungen unter Berücksichtigung der globalen Reaktionen (wie z. B. Kräfte, Schwingungen und Geräusch des Reifens) untersucht werden. Um diese lokalen und globalen Phänomene messen zu können, wurden die entsprechenden Meßeinrichtungen entwickelt bzw. eingesetzt.

Basierend auf den Forschungsergebnissen, die *fzd* im SFB 241 IMES der DFG erzielen konnte, wurde in dieser Arbeit ein neuer Reifensensor und ein Profilrillensensor entwickelt. Der neue Reifensensor wurde weiter miniaturisiert, wobei ein Permanentmagnet mit einem Durchmesser von nur noch 2 mm erstmals eingesetzt werden konnte. Für die Messung der dynamischen Profilelementverformungen des Reifens beim ABS-Bremsen wurden der Reifensensor und der Magnet anders als bisher im Profilelement angeordnet. Ein auf dem gleichen Meßprinzip beruhender Profilrillensensor wurde verwendet, um die Abstandsänderung zweier benachbarter Profilelemente zu messen. Die dadurch entstehenden Volumenänderungen in den Profilrillen sind verantwortlich für das Air-Pumping des Reifens und die Resonanzschwingungen der Luft.

Der *fzd*-Prüfstand LINUS wurde verwendet, um die Profilelementverformung des Reifens bei Variation der Bremskraft zu untersuchen. Mit Hilfe der Plexiglasfahrbahn des Prüfstandes kann die Profilelementverformung optisch erfaßt und damit das Verhalten der Profilelementverformung bei Berücksichtigung der Meßsignale von Reifen und Prüfstand charakterisiert werden.

Ein Versuchs-Pkw wurde mit Reifensensorik, Kraftmeßnabe, Geschwindigkeitssensor Bremsdrucksensor und Beschleunigungsaufnehmer ausgerüstet, um damit die Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Bremskraftaufbau des Reifens beim ABS-Bremsen zu studieren. Für die Untersuchung der Profilelementverformung beim Gleiten wurde ein weiteres Versuchsfahrzeug ausgerüstet.

Der *fzd*-Reifengeräuschmeßanhänger MARGA wurde eingesetzt, um das Geräusch des Reifens im Nahfeld zu messen. Durch die Analyse der Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Reifengeräusch kann das Verständnis der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn weiter verbessert werden.

4 Profilelementverformungen und Bremskraftaufbau des Pkw-Reifens beim Bremsen

4.1 Versuchsreifen

Für die Untersuchung der Profilelementverformungen und der Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Bremskraftaufbau wurde ein Versuchsreifen mit dem Reifensensor ausgerüstet, s. Kapitel 3.2.1.3. Außerdem wurden für die Untersuchung des Reifengeräusches ein Profilrillensensor an den Kanten der zwei Nachbarprofilelemente des Reifens angebracht, s. Kapitel 6.2.1. Allerdings können die Signale des Reifensensors und des Profilrillensensors sowie der Kraftmeßnabe wegen der begrenzten Anzahl der Kanäle des Schleifringübertragers nicht zeitgleich bei einer Messung erfaßt werden. Der Versuchsreifen wurde auf einer Felge mit der Kraftmeßnabe VELOS aufgezogen und links vorne am Versuchsfahrzeug montiert, s. **Bild 46**. Der Innendruck des Reifens betrug 2,0 bar.



Bild 46: Versuchsreifen

Das angeklebte Profilelement des Reifens hielt problemlos alle in dieser Arbeit durchgeführten ABS-Bremsungen auf trockener und nasser Fahrbahn aus. **Bild 47** zeigt das Profilelement nach Durchführung aller Messungen.

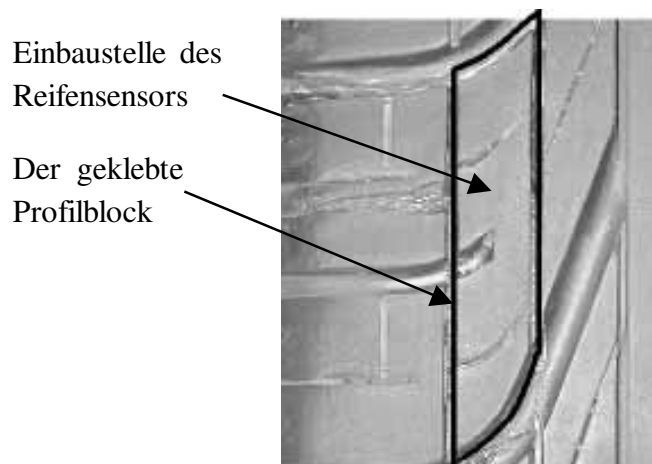


Bild 47: Der geklebte Profilblock

4.2 Profilelementverformungen des Pkw-Reifens

4.2.1 Freirollend

Um die mit dem Reifensensor gemessenen Signale besser zu verstehen, zeigt **Bild 48** zunächst detailliert das zu untersuchende Teilelement (b), in dem der Reifensensor eingebaut wird. Es befindet sich etwa im vorderen Drittel des Profilblockes, vgl. **Bild 47**, und ist verbunden mit den benachbarten Teilelementen. Der Profilblock ist durch die Stützfläche 1 mit einem inneren Profilblock, durch die Stützflächen 2 und 3 mit einem äußeren Block und durch die Stützflächen 4 und 5 jeweils an den nächsten äußeren Block angebunden (an diesen Stellen beträgt die Profiltiefe des neuen Reifens statt 8 mm nur 6 mm).

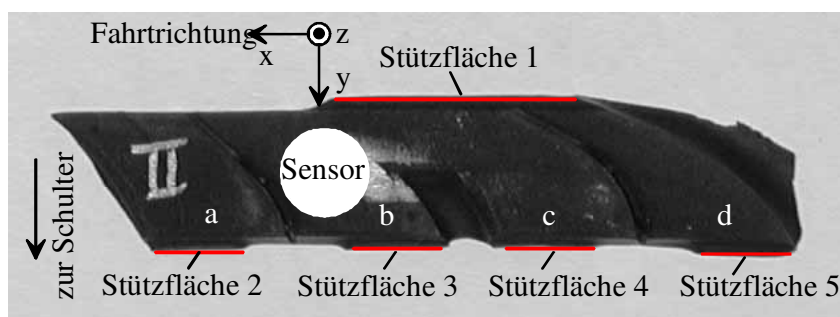


Bild 48: Das mit dem Reifensensor zu untersuchende Profilelement (b) und der dafür ausgeschnittene Profilblock

Bild 49 zeigt die vor der Einleitung eines ABS-Bremsvorganges aus 75 km/h aufgenommenen Signale der Verformungen (PEV) des Teilelements b in x-, y- und z-Richtung, wobei der Versuchsreifen an der Vorderachse freierollt. Die Signale werden in Einlaufbereich, Kontaktzone und Auslaufbereich unterteilt, s. Kapitel 4.3.1. Die PEV in x-Richtung im freierollenden Zustand ist bedingt durch die Abplattung des Reifens. Gemäß dem Borstenmodell [33] erfolgt die Verformung des Profilelementes in x-Richtung im Einlaufbereich entgegen der Drehrichtung und im Auslaufbereich in Drehrichtung des Reifens. Die Verformung dieses Teilelements in x-Richtung resultiert im Einlaufbereich und Auslaufbereich aus den abplattungsbedingten zur Latschmitte gerichteten Schubspannungen, die von seinen Verhältnissen zu den benachbarten Teilelementen a, c und d sowie seiner Gestaltung abhängig sind, vgl. **Bild 8**. Seine unsymmetrische Position und die Hysterese des Gummis führen zu diesem unsymmetrischen Verformung in x-Richtung. In der Kontaktzone verformt sich das Teilelement elastisch und fast linear beim Freierollen, wenn die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn für die Übertragung der abplattungsbedingten Schubspannung des Reifens ausreicht. Die Verformung in y-Richtung ist auf die Gestaltung des Teilelements und dessen außermittige Lage in der Aufstandsfläche sowie evtl. auf die dynamischen Radstellungen des Versuchsfahrzeugs (Spur, Sturz) zurückzuführen. Der Profilblock hat an der Innenseite Profilanbindungen und ist dadurch viel steifer als an der Außenseite. Die vordere Kante verläuft zudem nicht senkrecht zur Fahrtrichtung. Dadurch liegt der Reifensensor nicht in „der neutralen Faser“ der Querschubspannung und die abplattungsbedingten Schubspannungen führen zu einer großen Verformung in y-Richtung. Die Verformung in z-Richtung beschreibt das flächenpressungsbedingte Einfeldern des Profilelements. Das Signal in z-Richtung steigt aber in der Kontaktzone an und hat sogar einen positiven Anteil innerhalb und außerhalb der Kontaktzone. Dies kann auf die gegenseitigen Anbindungen der Teilelemente und das daraus bzw. aus der Abplattung des Reifens resultierende Verkippen zwischen dem Sensor und dem Magneten zurückgeführt werden [95]. Allerdings verfälscht das Verkippen die Meßwerte in x- und y-Richtung nicht, da sie sich aus der Differenzbildung der Einzelsignale von jeweils zwei gegenüberliegenden Hallsensoren ergeben. Um eine eindeutige Aussage zur Verformung in z-Richtung zu bekommen, müßte das Verkippen bei der Abplattung und im Reifenlatsch z.B. durch Röntgen des Reifens genauer untersucht werden.

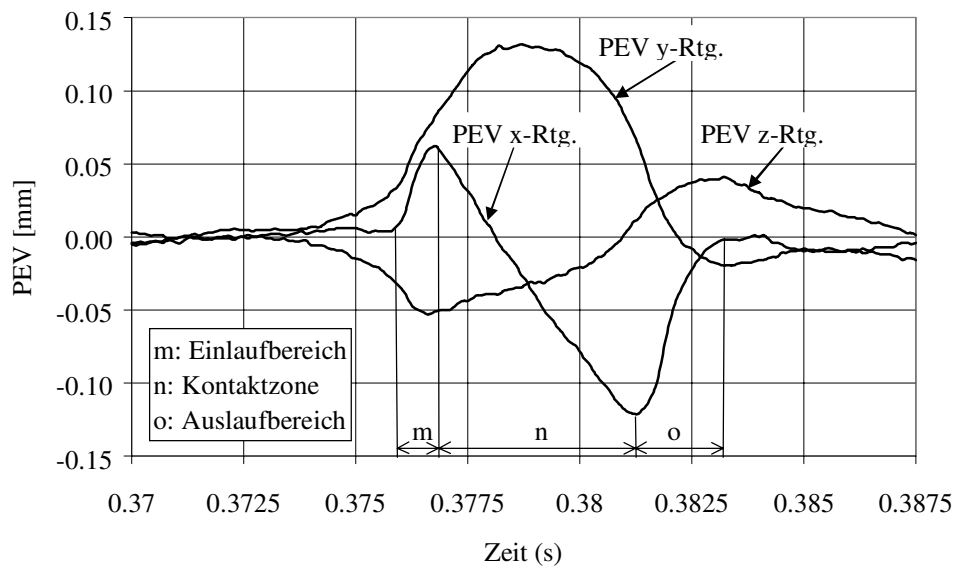


Bild 49: Profilelementverformung PEV in x-, y- und z-Richtung beim Freirollen mit 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

4.2.2 ABS-Bremmung

4.2.2.1 Meßergebnisse auf trockener Fahrbahn

Im **Bild 50** sind die Profilelementverformung in x-Richtung (pevx) und das Bremsmoment am Anfang einer ABS-Bremmung aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C (**Bild 16**) aufgetragen. Die positive Verformung im Einlaufbereich gemäß dem Borstenmodell verringert sich und verschwindet sogar ganz durch die Bremskraft.

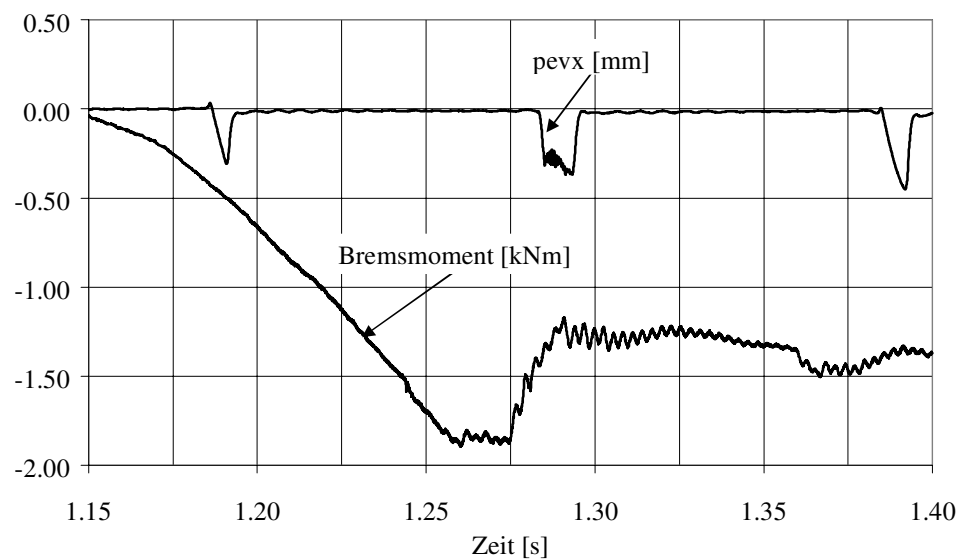


Bild 50: Profilelementverformung am Beginn einer ABS-Bremmung auf der trockenen Fahrbahn C

Bild 51 stellt dem Bremsdruck und den Geschwindigkeiten von Rad und Fahrzeug Profilelementverformungen in x-Richtung von ca. 14 Radumdrehungen gegenüber. Die gemessene Verformung nimmt prinzipiell mit der Steigerung des Bremsdrucks zu, streut aber auch durch Fahrbahneinflüsse. Bedingt durch die geringe Größe des Magneten und den Einbauort dicht unter der Oberfläche des Profilelementes kann jede eindringende Spitze der Fahrbahn die Profilelementverformung beeinflussen. Während der Bremsung tritt eine Absenkung des Nullpunktes des Signales der Profilelementverformung auf, die auf die Verspannung des Reifens in Umfangsrichtung durch Bremskraft zurückzuführen ist.

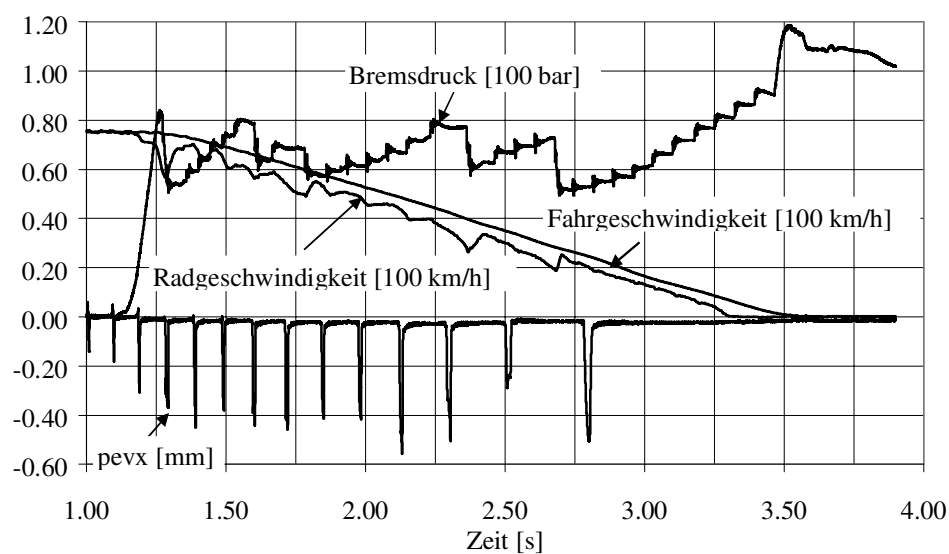


Bild 51: Profilelementverformung in x-Richtung bei einer ABS-Bremsung auf der trockenen Fahrbahn C

Bild 52 zeigt einen Ausschnitt aus **Bild 51**, um die Verformung besser analysieren zu können. Die Profilelementverformungen sind unterschiedlich. Bei der Profilelementverformung b und e mit höherem Bremsschlupf treten im Bereich des Druckabbaus durch das ABS hochfrequente Schwingungen auf. Dies kann auf die Reibungsschwingungen des Reifens bzw. des Laufstreifens zurückgeführt werden, s. Kapitel 6.1.1.

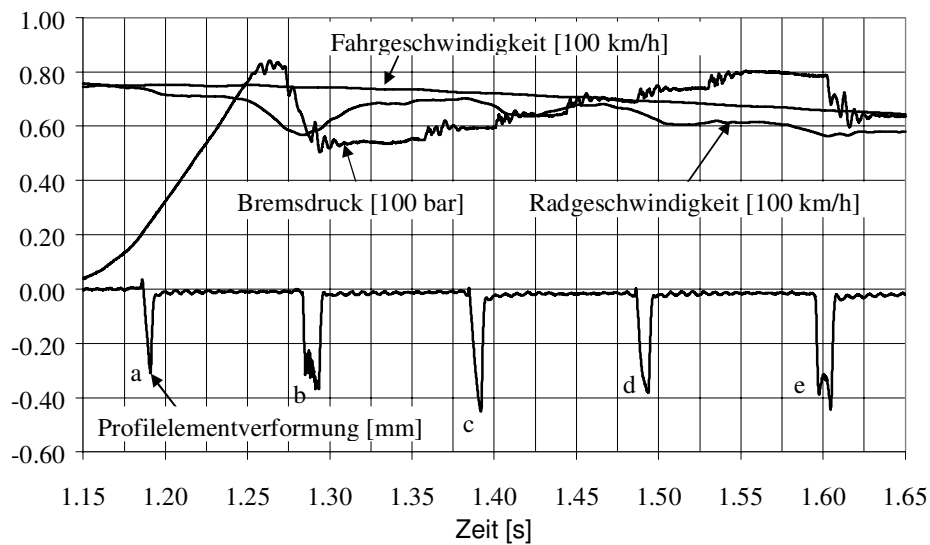


Bild 52: Profilelementverformungen aus **Bild 51**

Bild 53 ist ein Ausschnitt aus **Bild 52** und zeigt die Reibungsschwingungen des Profilelements am Zeitpunkt b. Wie oben analysiert, verformt sich das Profilelement zunächst elastisch. Nach Überschreiten des Kraftmaximums auf der lokalen μ -s Kurve überlagert sich bei trotz fallendem Bremsdruck immer noch hohem Bremsschlupf von ca. 23% eine Reibungsschwingung mit der Eigenfrequenz im kHz-Bereich. Diese Schwingung führt zum Reifenquietschen, das bei der Messung gehört werden konnte.

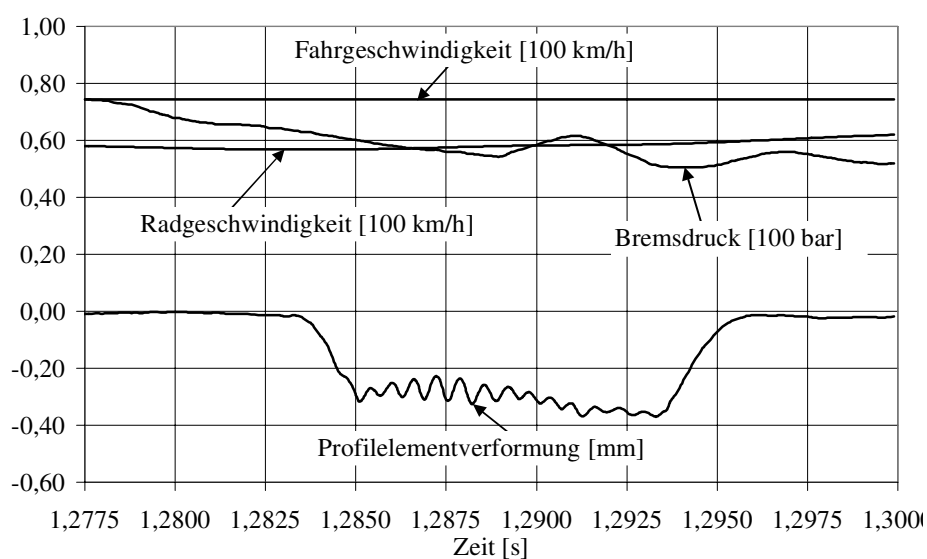


Bild 53: Profilelementverformung b aus **Bild 52**

Bild 54 zeigt eine weitere Reibungsschwingung des Profilelements bei der dritten danach folgenden Überrollung zum Zeitpunkt e aus **Bild 52**. Die elastische Verformung und der Beginn der Reibungsschwingungen stellt sich ein wie oben beschrieben. Bedingt durch den geringeren Bremsschlupf von ca. 14% ist die Amplitude der Schwingung kleiner.

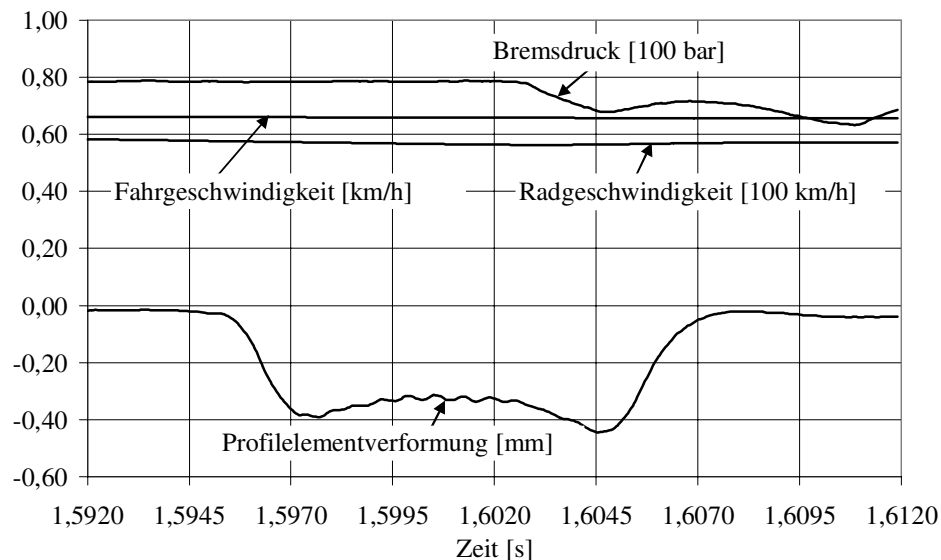


Bild 54: Profilelementverformung e aus **Bild 52**

Im **Bild 55** ist eine andere Profilelementverformung d aus **Bild 52** aufgetragen. Das Profilelement verformt sich elastisch zuerst schnell und dann langsam. Der Gradient der Verformung bzw. die Geschwindigkeit der Verformung verringern sich während des Latschdurchlaufs. Diese Gradientenänderung könnte auf lokales Gleiten hindeuten [33, 82]. Bei dem hier vorliegenden geringen Bremsschlupf von ca. 7% treten keine Reibungsschwingungen auf.

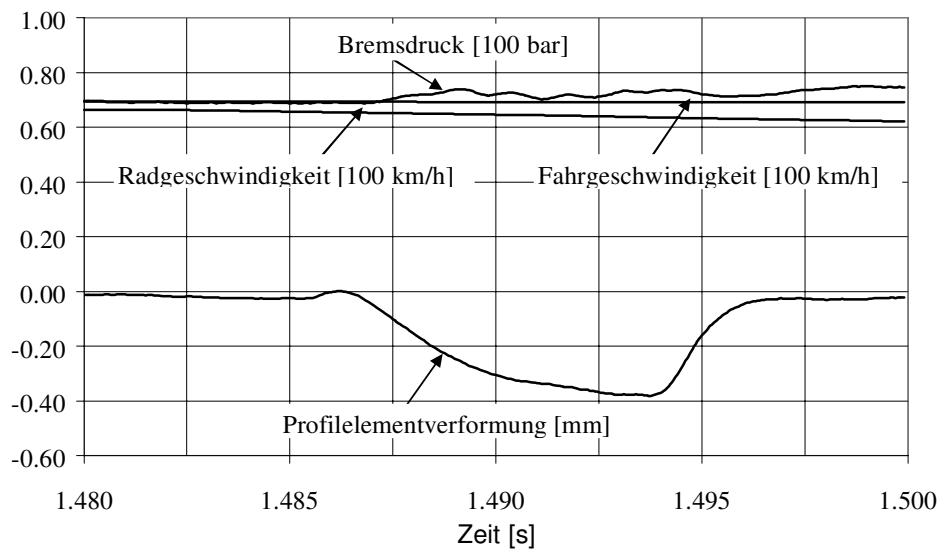


Bild 55: Profilelementverformung d aus **Bild 52**

4.2.2.2 Meßergebnisse auf nasser Fahrbahn

Bild 56 stellt die Verläufe des Bremsdruckes und der Geschwindigkeit des Rades sowie der Profilelementverformung in x-Richtung beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf der nassen Fahrbahn A (**Bild 16**) dar. Die Profilelementverformung auf nasser Fahrbahn verläuft beim Freirollen wie auf trockener Fahrbahn, da der Reibwert für die vollständige Einstellung der abplattungsbedingten Verformung ausreicht.

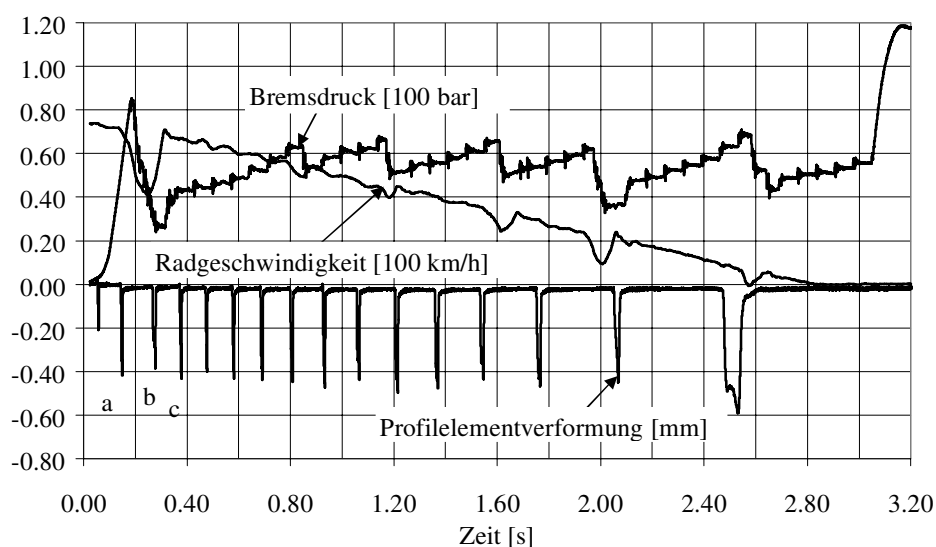


Bild 56: Profilelementverformung bei einer ABS-Bremsung aus 75 km/h auf der nassen Fahrbahn A

Bild 57 zeigt einen Ausschnitt aus **Bild 56**. Wie im Kapitel 6.1.1 erläutert, treten bei den Profilelementverformungen a und c aufgrund des geringen Bremsschlupfes, der kleiner als der dem maximalen Reibwert entsprechende Bremsschlupf ist, keine Reibungsschwingungen auf.

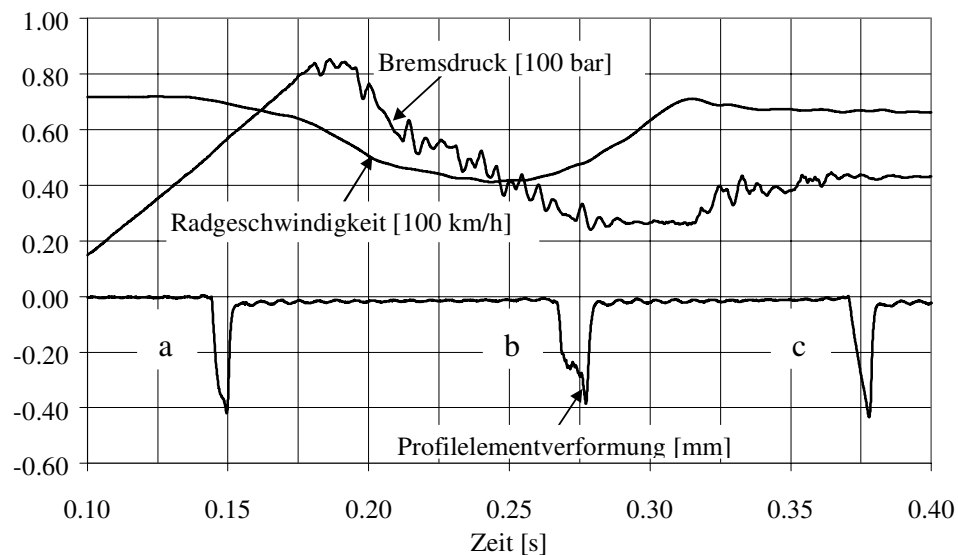


Bild 57: Profilelementverformungen aus **Bild 56**

Bild 58 zeigt vergrößert die Profilelementverformung b aus **Bild 56**. Das Profilelement gerät nach der ersten elastischen Verformung durch den hohen Bremsschlupf ins lokale Gleiten. Im Vergleich zum Bremsen auf trockener Fahrbahn ist diese erste Verformung kleiner, die abhängig von der Adhäsion zwischen Reifen und Fahrbahn ist, s. Kapitel 4.3.2. Der Sensor sensiert die dabei auf der Oberfläche des Profilelements durch die Fahrbahnspitzen verursachten kleinen Verformungen, s. auch Kapitel 6.1.2.1. Durch die Hysterese und die abplattungsbedingte Schubspannung des Reifens verformt sich das Profilelement weiter. Wegen des weiteren Bremsdruckabbaus nimmt der lokale Bremsschlupf ab und dadurch kann das Profilelement wieder auf dem Boden haften. Durch die abplattungsbedingten Schubspannung verformt sich das Profilelement bis zu einem maximalen Wert und anschließend beim Verlassen der Fahrbahn wieder zum Anfangszustand zurück. Im Gegensatz zur trockenen Fahrbahn kann die durch die geringere Reibung gespeicherte Energie nicht zur Reibungsschwingung des Reifens führen, s. Kapitel 6.1.2.

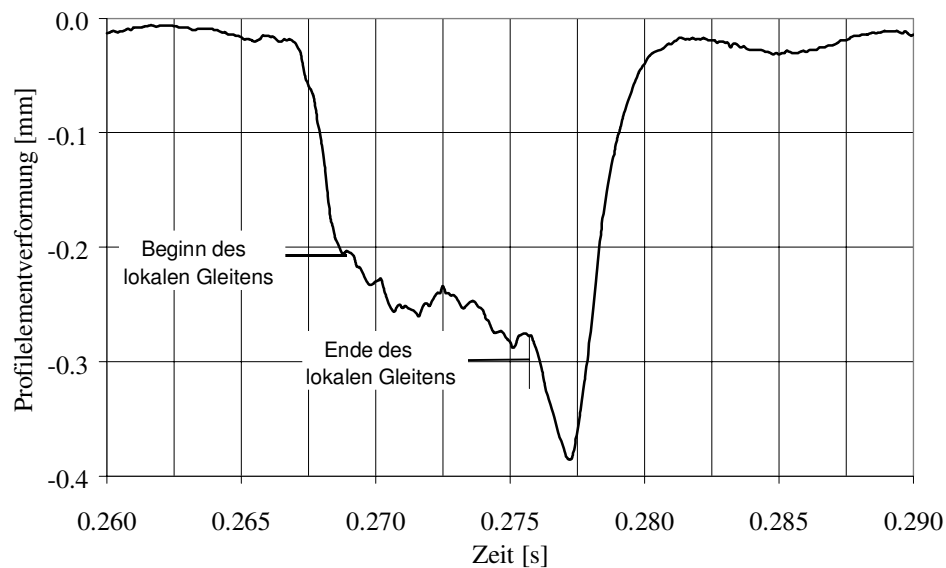


Bild 58: Profilelementverformung *b* aus **Bild 56**

4.3 Bremskraftaufbau des Pkw-Reifens

4.3.1 Untersuchungen auf dem Prüfstand

Der Reibungsprozeß zwischen Reifen und Fahrbahn findet in deren Kontaktoberflächen statt. Hierbei wird die Oberfläche des Laufstreifens verformt, beim Bremsen gleitet sie auch. Die Reibkraft ergibt sich aus der Energieumwandlung, die bei der elastischen Verformung der Oberfläche des Laufstreifens und der Erwärmung des Reifens stattfindet. Demnach muß ein Zusammenhang zwischen der Bewegung der Oberfläche des Laufstreifens und der Reibkraft unter Berücksichtigung der viskoelastischen Eigenschaften des Gummis gegeben sein. Nach der vereinheitlichten Reibungstheorie von Kummer/Meyer [62] und dem neuen Ansatz von Huinink/Schröder [52] ist die Verformung der Oberfläche des Laufstreifens hochfrequent bis in den Bereich von 10^{10} Hz. Die direkte Messung dieser hochdynamischen Verformungen ist ohne Änderung der Eigenschaften der Oberfläche mit heutiger Technik nicht möglich. Aber die gesamte daraus entstehende Reibkraft bewegt aus der makroskopischen Betrachtung die Profilelemente des Reifens. Deshalb spiegelt die Bewegung der Profilelemente den Aufbau der Reibkraft wider.

Der in dieser Arbeit entwickelte Reifensensor geht bei der Miniaturisierung einen guten Schritt voran und deshalb erhöht sich die Ortsauflösung im Vergleich zu den bisherigen fzd -Sensoren

und ihrer Anordnung im Profilelement s. Kapitel 3.2.1. Der kleine Magnet wird dicht unter der Oberfläche des Laufstreifens (Abstand 1 mm) angeordnet. Der Reifensensor der 2. Generation liegt in der Innenseite des Reifens und ein großer Magnet befindet sich relativ weit entfernt von der Oberfläche des Profilelements. Die Bewegungen der Karkasse und des Gürtels haben unbekannte Einflüsse auf die Meßergebnisse. Wegen des großen Magneten des Reifensensors der 3. Generation (8 mm Durchmesser) wird seine Ortsauflösung beeinträchtigt. Der neue Reifensensor und dessen neue Anordnung im Profilelement zielen auf die Vermeidung der zahlreichen komplexen Einflüsse und die saubere Erfassung der relativen Bewegungen zwischen Sensor und Magnet im Profilelement in der Nähe der Reibfläche, damit der Zusammenhang zwischen Profilelementbewegungen und Reibkraftaufbau besser erklärt werden kann.

Wie im Kapitel 1.2.1 erläutert, beeinflussen zahlreiche Parameter den Reibungsprozeß zwischen Reifen und Fahrbahn. Bei der Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Profilelementbewegung und Reibkraftaufbau sollen alle möglichen Einflußparameter zunächst voneinander möglichst isoliert werden. Dafür ist der fachgebietseigene Prüfstand LINUS gut geeignet, s. Kapitel 3.3.

Bild 59 zeigt die Profilelementverformung in x-Richtung des in den Fahrversuchen verwendeten Versuchsreifens bei der Variation der Bremskraft auf dem LINUS Prüfstand. Der Reibwert betrug wegen der nicht völligen Reinigung der Seifenschicht, die bei einer Messung vorher verwendet wurde, bei dieser Untersuchung etwa nur 0,5. Der Innendruck des Reifens ist 2,0 bar und die Radlast 3000 N. Das Verhalten der Verformung beim Freirollen (Linie a) wurde im Kapitel 4.2.1 diskutiert und entspricht grundsätzlich dem Borstenmodell des Reifens. Die Verformung vor der Kontaktzone (im Einlaufbereich) wird durch die Abplattung des Reifens und die Anbindung der Profilelemente aneinander verursacht. Das Profilelement verformt sich elastisch und linear in der Kontaktzone des Reifens, die durch optische Beobachtung auf dem Prüfstand und die entsprechende Online-Anzeige der Meßwerte ermittelt wurde. Die sich daraus ergebene Latschlänge wurde durch einen mit einer druckempfindlicher Spezialfolie gemachten Abdruck der Kontaktzone des Reifens bestätigt. Die asymmetrischen Verformungen im Einlauf- und Auslaufbereich können auf die Gestaltung und Position des Profilelements zurückgeführt werden. Die weitere Erläuterung dafür findet sich in Kapitel 4.2.1.

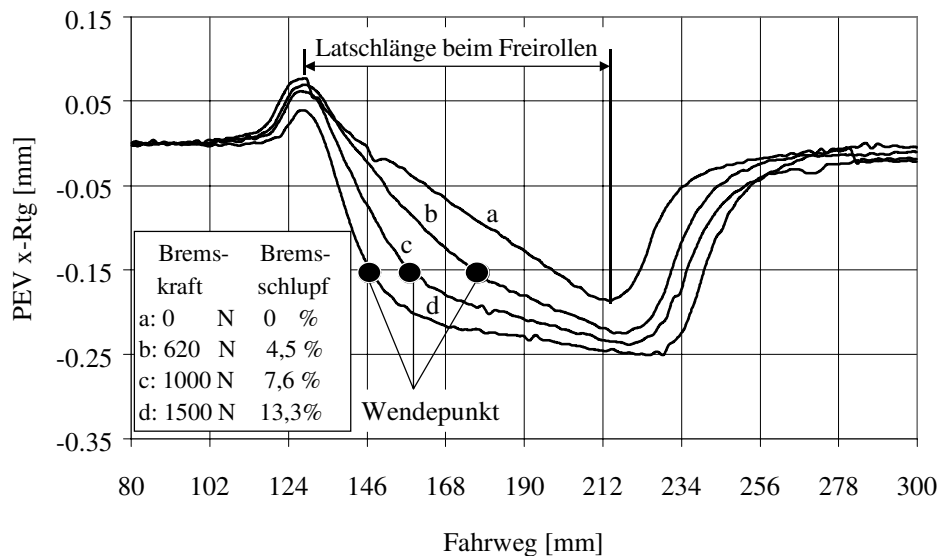


Bild 59: Profilelementverformung x -Rtg. bei Variation der Bremskraft auf LINUS
(Radlast: 3000 N, Innendruck des Reifens: 2 bar)

Die Linien b, c und d in **Bild 59** sind Profilelementverformungen bei der Variation der Bremskraft. Im Bild ist zu sehen, daß die Verformungen im Einlaufbereich durch die Bremskräfte verringert werden. Im Unterschied zum Freirollen verformt sich das Profilelement schnell am Anfang der Kontaktzone und dann nach einem Wendepunkt wird die Verformung langsamer. Dieser Wendepunkt weist auf die Änderung der Verformungsgeschwindigkeit des Profilelements und die daraus auftretende Beschleunigung ist unmittelbar mit lokalen Gleiten und lokalen Überschreiten des Kraftschlußmaximums verbunden [82]. Fach [33] betätigte experimentell mit Hilfe eines im Fahrbahn eingebauten Reifensensors diese Überlegung. Die Position des Wendepunkts ist abhängig von der Bremskraft. Je größer die Bremskraft ist, desto früher tritt das lokale Gleiten auf, s. **Bild 59**. Das Profilelement stellt sich am Anfang der Kontaktzone durch elastische Verformung auf die seiner Position entsprechende lokale Bremskraft ein. Verformungsgeschwindigkeit und Amplitude nehmen mit Steigerung der Bremskraft zu. Diese elastische Verformung wird von der Adhäsion zwischen Reifen und Fahrbahn verursacht. Nach dem Wendepunkt kann sich das Profilelement weiter verformen. Dies kann auf die durch das signifikante lokale Gleiten verursachte von der Fahrbahnoberfläche abhängige Hysterese und die abplattungsbedingte Schubspannung zurückgeführt werden. Aber die Verformungsgeschwindigkeit des Profilelements wird niedriger und deshalb wächst die lokale Reibkraft degressiv an.

Wie mittels einer druckempfindlichen Folie bestätigt, ist die Latschlänge beim Freirollen gleich dem Fahrweg des Reifenlatsches. Aber dies gilt nicht mehr beim Bremsen. Unter Fahrweg versteht man den Weg, der relativ zur Fahrbahn durch den Reifen zurückgelegt wird. Verfahrweg der Radmitte über der Fahrbahn besteht aus dem freirollenden und gleitenden Weg des Reifens. Aus **Bild 59** ist ersichtlich, daß der Fahrweg des Reifenlatsches von der Bremskraft abhängig ist. Es kann wegen des starren Gürtels angenommen werden, daß die Latschlänge des Reifens unabhängig von der Bremskraft ist. Unter dieser Annahme kann der Bremsschlupf aus den Signalen des Sensors berechnet werden:

$$s = \frac{w - l}{w} * 100\% \quad (\text{Gleichung 10})$$

mit w = der vom Reifensensor gemessener Fahrweg des Reifenlatsches

l = Latschlänge

Im gegebenen Beispiel ist der so berechnete Bremsschlupf 4,5% bei der Radlast b, 7,6% bei c und 13,3% bei d. Wie oben diskutiert, wird die elastische Verformung des Profilelements am Anfang der Kontaktzone von der Adhäsion verursacht und ist ein wichtiges Maß für die Ermittlung des Deformationsschlupfs. Aber hier ist die Trennung des Deformationsschlupfes vom gesamten Bremsschlupf nicht möglich, da das Gleiten des Profilelements allein aus dem Signalverlauf des Sensors nicht berechnet werden kann. Um das Gleiten zu bestimmen, kann z.B. noch ein Reifensensor in die Fahrbahn eingebaut werden [33].

Zusätzlich vergleicht **Bild 60** die Profilelementverformungen beim freien Hin- und Zurückrollen auf dem Prüfstand LINUS. Dabei ist die sich ergebene Latschlänge gleich. Aber die Verformungen im Einlauf- und Auslaufbereich sind bei der Hin- und Rückfahrt unterschiedlich. Dies bestätigt die sogenannten Blockeffekte (s. Kapitel 1.2.2). Die Meßstelle liegt nicht in der Mitte des Profilblockes sondern befindet sich etwa im vorderen Drittel. Die durch den Blockeffekt verursachte Spannung vermindert bei der Hinfahrt die abplattungsbedingte Schubspannung im Einlaufbereich, während sie bei der Rückfahrt diese Schubspannung verstärkt, vgl. **Bild 8**. Im Auslaufbereich ist dies umgekehrt. Außerdem ist die Amplitude der Verformung im Auslaufbereich bei der Hinfahrt nicht genau gleich der im Einlaufbereich bei der Zurückfahrt, da die Gestaltung der vorderen und hinteren Kanten des Profilblockes nicht gleich ist.

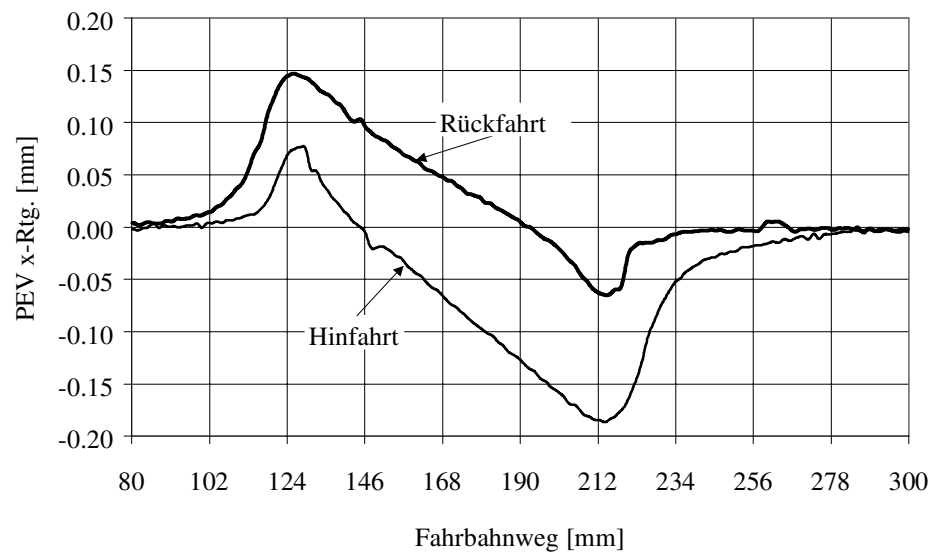


Bild 60: Profilelementverformung x-Rtg. bei der freirollenden Hin- und Zurückfahrt

4.3.2 Während des ABS-Bremsens

Wie im Kapitel 4.3.1 mit Hilfe der Meßergebnisse auf dem Prüfstand analysiert, nehmen die Geschwindigkeit und die Amplitude der Profilelementverformung am Anfang der Kontaktzone mit der Steigerung der Bremskraft zu. Diese elastische Verformung spiegelt den Aufbau der Adhäsion des Reifens wider. Die weitere Profilelementverformung in der Kontaktzone ergibt sich aus der durch das lokale Gleiten des Profilelements verursachten Hysterese und der abplattungsbedingten Schubspannung des Reifens. Um den Bremskraftaufbau des Reifens beim ABS-Bremsen, wobei die starke Änderung der Bremskraft ausgeprägt ist, mit Hilfe der auf dem Prüfstand gewonnenen Ergebnisse erklären zu können, müssen die Profilelementverformungen im Vergleich mit der zeitgleich gemessenen Bremskraft weiter analysiert werden.

In **Bild 61** sind die Profilelementverformung in x-Richtung, der Bremsdruck und die Bremskraft sowie die Radlast im ersten Regelzyklus beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf trockener Fahrbahn aufgetragen. Die anderen Versuchsbedingungen findet man in Kapitel 3.5 und Kapitel 4.1. Beim Anbremsen steigt der Bremsdruck zunächst bis zum ersten maximalen Wert und nimmt nach einer kurzen konstanten Phase schnell ab. Danach wächst der Bremsdruck Schritt für Schritt im sogenannten gepulsten Bremsdruckaufbau zum bis zweiten Maximum. Schließlich wird er wieder abgebaut. In diesem Bild erkennt man, daß der zweite maximale Bremsdruck kleiner als der erste ist und er nicht so stark wie im ersten Bremsdruckabbau

abgebaut wird. Es deutet an, daß der Bremsdruck im ersten Bremsdruckaufbau zu hoch war. Der Verlauf der mit der Kraftmeßnabe gemessenen Bremskraft folgt zeitversetzt der Änderung des Bremsdrucks. Dies kann auf den Übertragungsweg der Kraft zurückgeführt werden. Zunächst reagiert das Bremsmoment fast ohne Zeitverschiebung auf die Änderung des Bremsdruckes (vgl. **Bild 67**) und dadurch wird die Drehzahl des Rades geändert. Ein bestimmter Bremsschlupf entsteht erst nach einer entsprechenden Zeitverschiebung. Basierend auf dem Bremsschlupf wird die Bremskraft durch die Verformungen und das Gleiten des Reifens zeitversetzt aufgebaut. Beim Anbremsen steigt die dem Bremsschlupf und der Radlast entsprechende Bremskraft mit der Steigerung des Bremsdrucks. Aber kurz vor dem ersten maximalen Bremsdruck erreicht die Bremskraft ihren maximalen Wert und kann nicht mehr wachsen, obwohl der Bremsdruck weiter zunimmt. Trotz der steigenden Radlast nimmt die Bremskraft dann leicht ab, da der Bremsschlupf wegen der Verzögerung des Rades weiter steigt. Die Bremskraft verläuft hier ähnlich wie eine typische μ -s-Kurve (vgl. **Bild 6**). Das ABS-System erkennt, daß der Bremsschlupf des Rades beim ersten Bremsdruckaufbau zu hoch eingestellt wird. Anschließend an eine kurze Phase des konstanten Bremsdruckes wird er deshalb schnell abgebaut, wobei das Rad beschleunigt und dadurch der Bremsschlupf verringert wird. Wegen dieser Verringerung des Bremsschlupfes und der Erhöhung der Radlast steigt die gemessene Bremskraft wieder an, wobei die Massenkraft zwischen der Meßstelle und dem Reifenlatsch eine wichtige Rolle spielt, da die durch den hohen Bremsdruck im Reifen gespeicherte Energie bei diesem schnellen Abbau des Bremsdruckes freigegeben und das Rad dadurch zu Schwingung geführt wird. Im Bild ist zu sehen, daß die Radlast mit der Eigenfrequenz von ca. 13 Hz schwingt. Die Analyse der Massenkraft findet sich in Kapitel 5.2.4. Die mit der Meßnabe gemessene Bremskraft spiegelt wegen der Massenkraft besonders beim Bremsdruckabbau die aktuelle Bremskraft im Reifenlatsch nicht mehr exakt wider. Deshalb wird der Bremskraftaufbau des Reifens nachfolgend mit Hilfe der Profilelementverformungen, die direkt durch das Kontaktieren zwischen Reifen und Fahrbahn verursacht werden, weiter erklärt.

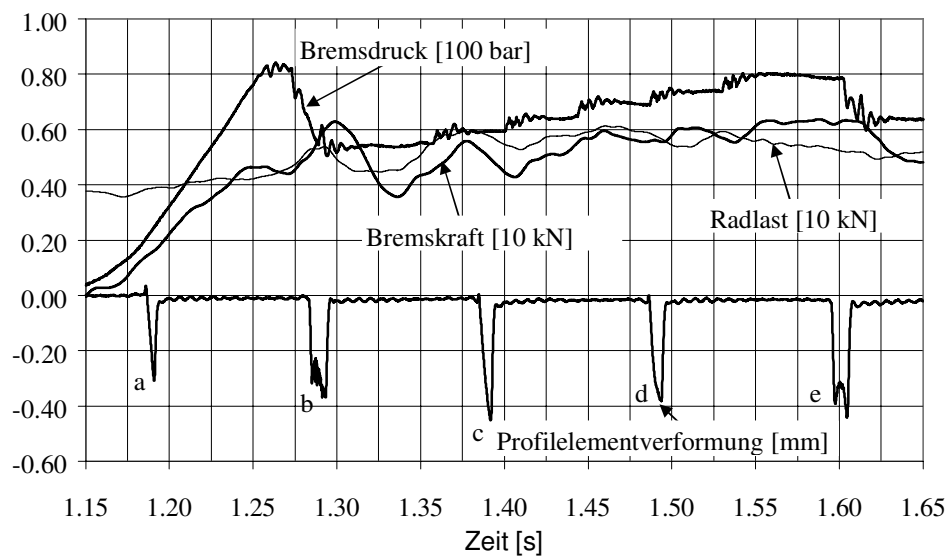


Bild 61: Der erste Regelzyklus beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

Im **Bild 62** sind die Profilelementverformungen aus **Bild 61** zusammen dargestellt, wobei jede Kurve zur Verbesserung der Übersicht vertikal versetzt wurde. Zur jeder Profilelementverformung wurde der dazugehörige maximale Bremsschlupf des Reifens, der aus der Fahrzeug- und Radgeschwindigkeit berechnet wurde, mit aufgetragen. Man kann auch, wie in Kapitel 4.3.1 gezeigt, aus dem Verlauf der Profilelementverformung den mittleren Bremsschlupf berechnen, wobei allerdings der Einfluß der Radlast auf die Latschlänge beachtet werden muß (s. **Bild 61**). Der Verlauf jeder Profilelementverformung ist abhängig vom Bremsschlupf und dem Reibungszustand des Profilelements. Im Bild ist zu sehen, daß jede Verformung verschiedene Zeit hat. Dies kann auf die Fahrgeschwindigkeit, den Bremsschlupf und die Radlast zurückgeführt werden. Die Profilelementverformung a im Anbremsen hat keine signifikante Änderung des Gradienten und ist verantwortlich für den entsprechenden Deformations- bzw. Bremsschlupf. Ein gemäß der Reibungstheorie [52, 62] erwartetes lokales Gleiten in der Reibfläche des Reifens ist bei diesem kleinen Bremsschlupf in dieser Ausführung des Reifensensors nicht zu sehen. Die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn resultiert hier im wesentlichen aus der elastischen Verformung im Reifen und deshalb ist der Adhäsionsanteil überwiegend. Bei der Profilelementverformung b wird der Bremsschlupf von ca. 23% erreicht. Bei diesem Bremsschlupf verformt sich das Profilelement zunächst schnell und elastisch am Anfang der Kontaktzone. Anschließend gerät das Profilelement ins lokale Gleiten und wird durch den Bremsdruckabbau zur Reibungsschwingung angeregt, s. Kapitel 6.1.1. Die lokale

Bremskraft am Profilelement ergibt sich aus dieser Verformung und der Gleitbewegung. Das Gleiten des Profilelements über Fahrbahntextur erzeugt die Hysterese, während die Verformung am Anfang der Kontaktzone der Adhäsion entspricht. Da auf trockener Fahrbahn die Adhäsion größer als die Hysterese im Fahrbetrieb des Fahrzeuges ist, soll das Gleiten des Reifens nach dem Erreichen der maximalen Adhäsion möglichst gering bleiben. Bei der Verformung e mit dem Bremsschlupf von ca. 14,3% wird die maximale Adhäsion wie bei der Verformung b auch erreicht, aber das Gleiten im Latsch dauert kürzer. Deshalb ist die Kraftschlußausnutzung bei e größer als bei b. Außerdem unterliegt die Verformung b einer stärkeren Reibungsschwingung und dadurch kann der Bremskraftaufbau beeinträchtigt werden. Das Zeitverhältnis zwischen dieser Verformung und dem Gleiten bestimmt die globale Bremskraft. Je länger das Gleiten des Reifens im Latsch ist, desto geringer ist die resultierende Reibkraft. Die Verformungen c und d befinden sich in der Phase des Bremsdruckaufbaus und spiegeln die Änderung der Kraftschlußausnutzung bzw. des Reibungszustands gut wider. Der Bremsdruck und der Bremsschlupf bei der Verformung d sind größer als bei der Verformung c und dies führt zu einer größeren Gradienten der Verformung in der Kontaktzone. Die Geschwindigkeiten der Verformungen c und d am Anfang des Latsch sind kleiner als die der Verformung b und e. Dies bedeutet, daß die potentielle Adhäsion zwischen Reifen und Fahrbahn bei c und d noch nicht ausgenutzt wird und der Bremsdruck weiter gesteigert werden kann.

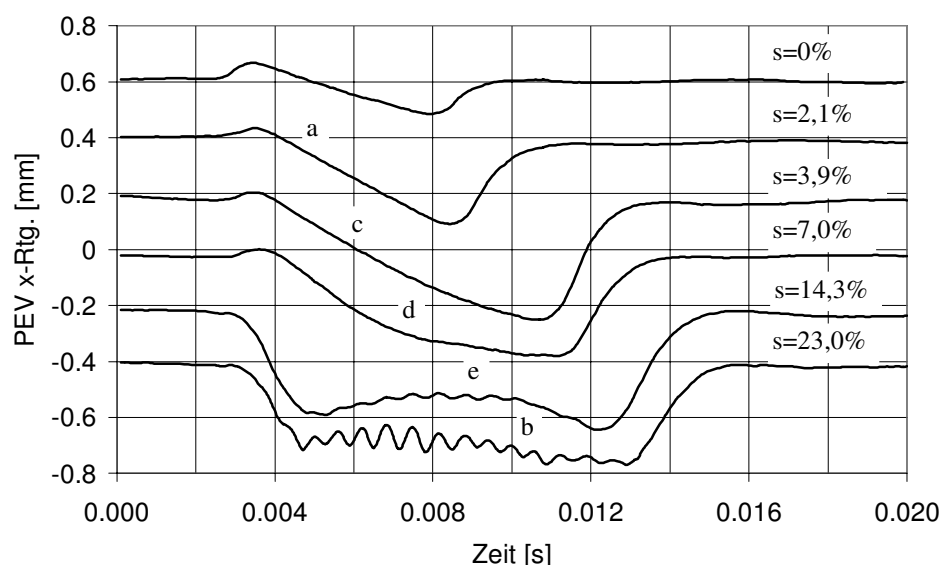


Bild 62: Profilelementverformungen aus **Bild 61**

Im **Bild 63** sind die Profilelementverformung in x-Richtung, der Bremsdruck, die Bremskraft und die Radlast im ersten Regelzyklus beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf der nassen Fahrbahn

A zusammen aufgetragen. Die anderen Versuchsbedingungen findet man in Kapitel 3.5 und Kapitel 4.1. Die Analyse erfolgt analog der auf trockener Fahrbahn. Hier werden nur Unterschiede zwischen dem Bremsen auf trockener und nasser Fahrbahn diskutiert. Der Bremsdruck ist beim ersten Bremsdruckabbau auf nasser Fahrbahn auf einen niedrigeren Wert abgefallen, da der Bremsschlupf einen maximalen Wert von 36% erreicht. Im Vergleich zum Bremsen auf trockener Fahrbahn ist der erste Bremsdruckabbau bei Nässe langsamer und der Bremsdruck wird stufenweise abgebaut. Deshalb ist die Schwingung bei der Radlast nicht deutlich zu sehen. Außerdem dauert der erste Regelzyklus auf nasser Fahrbahn wegen der niedrigen Reibkraft länger als auf trockener Fahrbahn.

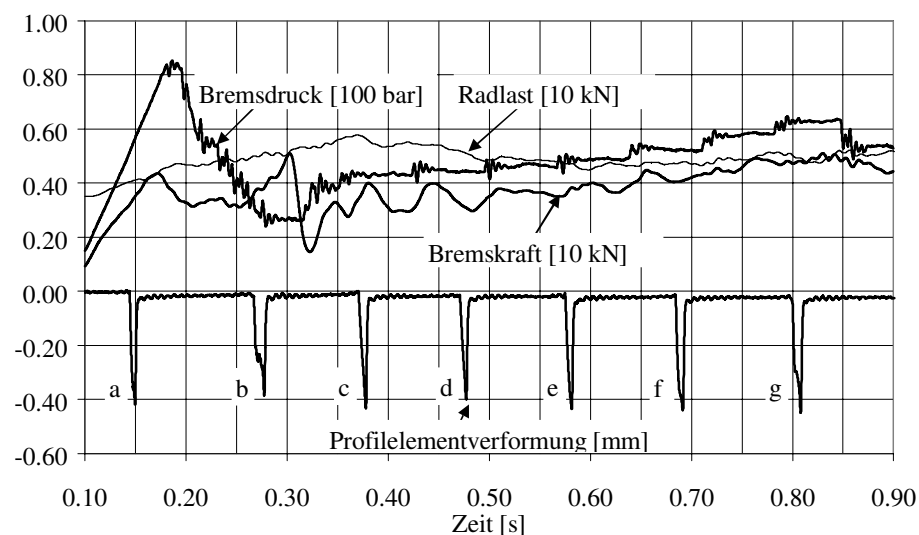


Bild 63: Der erste Regelzyklus beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf der nassen Fahrbahn A

In **Bild 64** sind die Profilelementverformungen aus **Bild 63** zusammen dargestellt, wobei zu Verbesserung der Übersichtlichkeit die Kurve vertikal versetzt wurde. Wie oben analysiert, sind die Profilelementverformung und deren Geschwindigkeit im Anfang der Kontaktzone, die sich aus der Adhäsion ergibt, kleiner als auf trockener Fahrbahn. Das Verhalten der Verformung nach dem Wendepunkt, das durch lokales Gleiten verursacht wird, ist vergleichbar mit dem auf trockener Fahrbahn. Daraus kann man hier experimentell wieder bestätigen, daß die Adhäsion empfindlich gegenüber Zwischenmedien ist und sie auf nasser Fahrbahn abnimmt, während die Hysterese unempfindlich ist gegenüber Zwischenmedien. Das experimentelle Ergebnis stimmt mit der Reibungstheorie von Kummer/Meyer [62] überein. Die Profilelementverformung c ist auffällig, da sie ohne signifikantes lokales Gleiten aber über einen längeren Fahrweg des Reifenlatsches verläuft. Dies kann auf die höhere Radlast (s. **Bild 63**) zurückgeführt werden.

Ebenfalls kann der kleinere Fahrweg des Reifenlatsches bei der Verformung a durch eine kleinere Radlast begründet werden. Deshalb kann man mittels der mit dem neuen Reifensensor gemessenen Profilelementverformung nicht nur den Bremskraftaufbau des Reifens erklären, sondern auch die anderen Einflußparameter erkennen, da sich der Reifensensor an der Informationsquelle der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn befindet.

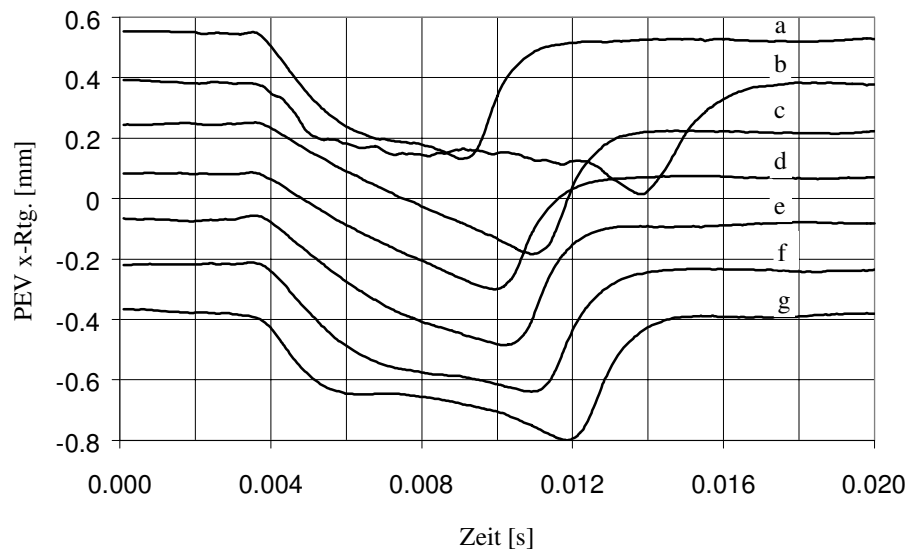


Bild 64: Profilelementverformungen aus **Bild 63**

Auf die Analyse bei den weiteren ABS-Zyklen wird hier wegen der Ähnlichkeit verzichtet. Die gesamte Kraftschlußbeanspruchung beim ABS-Bremsen wird im Kapitel 5 analysiert.

4.4 Fazit

In diesem Kapitel wurde der neu entwickelte Reifensensor mit neuer Anordnung im Profilelement für die Untersuchung der Profilelementverformung und des Bremskraftaufbaus eingesetzt. Durch die Miniaturisierung und die neue Anordnung des Reifensensors verringert sich der Einfluß des Sensors auf die Eigenschaften des Profilelements und die Ortsauflösung erhöht sich, so daß der neue Reifensensor den Reibungsprozeß besser sensieren kann. Auf dem Prüfstand LINUS wurde das Verhalten der relevanten Profilelementverformung in x-Richtung bei Variation der Bremskraft mit Hilfe der optischen Beobachtung und der Online-Anzeige des Meßsignals quasistationär untersucht. Auf trockener und nasser Fahrbahn wurden nicht nur die Profilelementverformungen, sondern auch die Bremskraft am Rad beim ABS-Bremsen

gemessen. Dabei wurden auch die anderen relevanten Größen (z.B. Bremsdruck am Rad, Fahr- und Radgeschwindigkeit) mit aufgezeichnet, um den Zustand des Rades zu charakterisieren.

Aus der Analyse der Meßergebnisse wurden folgende Ergebnisse erzielt:

- Der Reibungsprozeß zwischen den Oberflächen des Reifens und der Fahrbahn führt zu Bewegungen der Profilelemente des Reifens. Diese Bewegungen spiegeln dessen Reibungszustand wider.
- Das Signal in x-Richtung des neu entwickelten Reifensensors kann die Bewegungen des Profilelements in der Nähe der Fahrbahn charakterisieren.
- Die Bewegungen des Profilelements beim Bremsen werden in die elastische Verformung und das Gleiten eingeteilt. Beim Bremsen verformen sich die Profilelemente des Reifens zunächst elastisch und gleiten dann.
- Die Bremskraft im wesentlichen wird zunächst bei den ersten elastischen Verformungen der Profilelemente aufgebaut. Beim anschließenden Gleiten kommt die Hysterese hinzu.
- Die erste elastische Verformung des Profilelements beim Bremsen, die vor dem lokalen Gleiten entsteht, wird durch die Adhäsion der Reibung verursacht, während die weitere elastische Verformung durch die Hysterese der Reibung und die abplattungsbedingte Schubspannung des Reifens entsteht.
- Das Verhalten der ersten elastischen Verformung des Profilelements ist abhängig von der Bremskraft. Die Geschwindigkeit dieser elastischen Verformung nimmt mit der Steigerung der Bremskraft zu. Auf nasser Fahrbahn sind die Amplitude und die Geschwindigkeit der ersten elastischen Verformung geringer als auf trockener Fahrbahn, da die Adhäsion auf nasser Fahrbahn geringer ist.
- Der Bremsdruckabbau beim ABS-Bremsen kann die Profilelemente des Reifens zu Reibungsschwingungen führen, da dem Reifen die durch hohen Bremsdruck gespeicherte Energie nachgeliefert wird.
- Der Verlauf des Signals in x-Richtung des Reifensensors beim ABS-Bremsen reagiert empfindlich auf die Radlast und den Bremsdruck bzw. den eingestellten Bremsschlupf. Dieser Signalverlauf enthält Informationen über den Deformations- und Gleitschlupf und daraus kann der gesamte Bremsschlupf berechnet werden. Die Trennung von Deformations- und Gleitschlupfes ist allerdings aus dem Signalverlauf nicht möglich.

Diese Ergebnisse zeigen, daß Reifensensor sehr empfindlich auf die Bewegungen des Profilelements reagiert und Informationen über den Reibungszustand des Reifens mit hoher Ortsauflösung liefert. Mit Hilfe des Signalverlaufs des neuen Reifensensors kann der Bremskraftaufbau beim Bremsen gut erklärt werden.

5 Kraftschlußbeanspruchung des Pkw-Reifens beim ABS-Bremsen

5.1 Definition

Die Kraftschlußbeanspruchung des Reifens beim Bremsen entspricht dem Zusammenspiel Reifen/Fahrbahn und wird in Längsrichtung durch die auf die Radlast bezogene Längskraft im Latsch des Reifens definiert:

$$\mu = \frac{F_{xl}}{F_{zl}} \quad (\text{Gleichung 11})$$

F_{xl} ist die Bremskraft des Reifens im Latsch und F_{zl} ist die Radlast, s. **Bild 65**. Durch die Bremskraft wird der Angriffspunkt der Radlast wegen der Elastizität der Seitenwand des Reifens von der Radmitte nach hinten um a verschoben. Die von der Kraftmeßnabe gemessenen Kräfte F_{xg} und F_{zg} sind nicht gleich den Kräften im Reifenlatsch F_{xl} und F_{zl} . Zwischen den gemessenen Kräften und den im Reifenlatsch angreifenden Kräften gibt es bedingt durch Massenkräfte einen Unterschied:

$$F_{xg} = F_{xl} + F_{mx} \quad (\text{Gleichung 12})$$

$$F_{zg} = F_{zl} + F_{mz} \quad (\text{Gleichung 13})$$

F_{xg} ist die gemessene Bremskraft und F_{zg} die gemessene Radlast. F_{mx} und F_{mz} sind Massenkräfte zwischen der Meßstelle und dem Reifenlatsch in x- und z-Richtung, die von den Massen, den Elastizitäten und den Dämpfungen des Reifens sowie den Massen der Felge herrühren. Die Kraftschlußbeanspruchung ergibt sich dann wie folgt:

$$\mu = \frac{F_{xg} - F_{mx}}{F_{zg} - F_{mz}} \quad (\text{Gleichung 14})$$

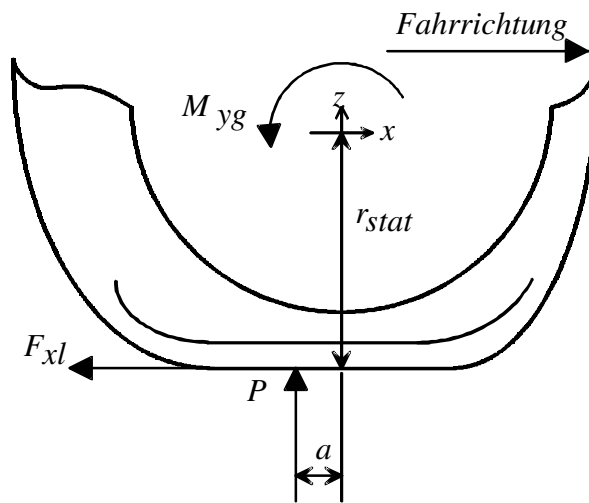


Bild 65: Die Kräfte am Reifen beim ABS-Bremsen

Die Erfassung und Berechnung der Schwingungskräfte F_{mx} und F_{mz} ist sehr schwierig, da sie Elastizitäten und Dämpfungen zwischen Gürtel und Felge enthalten und deren Schwingungen besonders beim ABS-Bremsen mit der hier gewählten Meßanordnung nicht genau erfaßt werden können. Deshalb werden die Massenkräfte bei der folgenden Auswertung vernachlässigt und die Kraftschlußbeanspruchung wird nach

$$\mu \approx \frac{F_{gx}}{F_{gz}} \quad (\text{Gleichung 15})$$

geschätzt. Die daraus resultierenden Fehler werden im Kapitel 5.2.4 diskutiert.

Beim Bremsen wird das Rad durch das aufgebaute Bremsmoment M_{yg} , das vom Bremsdruck bestimmt wird, verzögert. Die Drehverzögerung ε kann nach der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$M_{yg} - F_{xl} * r_{stat} - F_{zl} * a = \Theta * \varepsilon \quad (\text{Gleichung 16})$$

mit Θ =Massenträgheitsmoment des Rades und des Reifens.

Durch Bezug auf den statischen Radius des Reifens r_{stat} und Einführen der Längskraft

$$F_{xb} = \frac{M_{yg}}{r_{stat}} \quad (\text{Gleichung 17})$$

wird die Gleichung 17 in die Form gebracht:

$$F_{xb} - F_{xl} - F_{zl} * \frac{a}{r_{stat}} = \frac{\Theta}{r_{stat}} * \epsilon \quad (\text{Gleichung 18})$$

Da $\frac{a}{r_{stat}}$ sehr klein ist, ist $(F_{xb} - F_{xl})$ ein wesentliches Maß für die Verzögerung des Rades.

5.2 Während des ABS-Bremsens

5.2.1 Meßergebnisse auf trockener Fahrbahn

Die trockenen ABS-Bremsungen wurden auf der Fahrbahn C (s. **Bild 16**) durchgeführt. **Bild 66** stellt dem Bremsmoment und dem Bremsdruck sowie der Radlast die dynamischen Kraftschlußbeanspruchung während einer ABS-Bremsung aus 75 km/h gegenüber. Als Ausschnitt ist der erste ABS-Zyklus in **Bild 67** dargestellt.

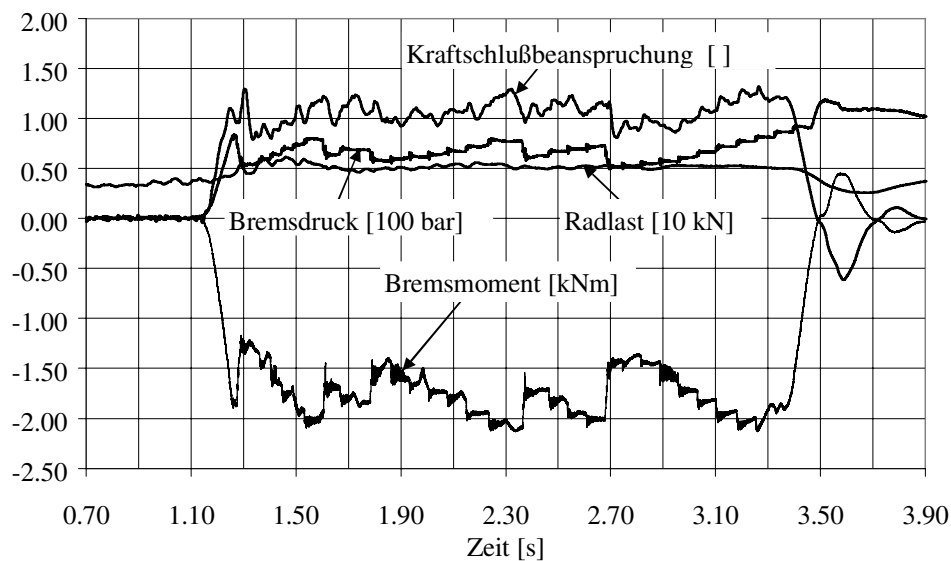


Bild 66: Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremsung aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

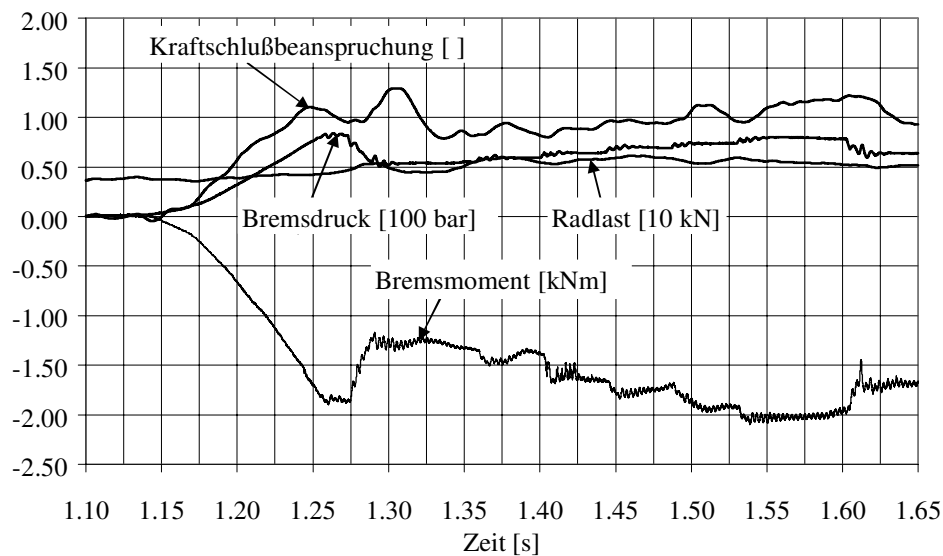


Bild 67: Kraftschlußbeanspruchung im ersten ABS-Zyklus aus **Bild 66**

Die dynamische Kraftschlußbeanspruchung spiegelt den Bremsdruck prinzipiell wider und schwankt bei jedem Bremsdruckabbau, s. **Bild 66** und **Bild 67**. Zu Anfang des Bremsdruckaufbaus steigt die Kraftschlußbeanspruchung mit steigendem Schlupf entlang der für diese Bedingungen geltenden μ -s-Kurve. Nach Erreichen des maximalen Werts dieser μ -s-Kurve verringert sich die Kraftschlußbeanspruchung wieder, obwohl der Bremsdruck weiter ansteigt. Dabei spielt ein möglicher kleiner Zeitverzug zwischen dem Bremsdruck- und dem Bremskraftaufbau eine Rolle. Anschließend greift die ABS-Regelung ein und der Bremsdruck fällt ab. Zum einen verringert sich der Bremsschlupf bei diesem Bremsdruckabbau und deshalb nimmt die Kraftschlußbeanspruchung zeitversetzt wieder zu. Zum anderen wird der tordierte Reifen durch den schnellen Abfall des Bremsmoment am Rad beschleunigt und zur Schwingung angeregt. Dabei vergrößert die Massenkraft zwischen der Meßstelle und dem Latsch durch diese zusätzliche Energie die gemessene Bremskraft. Dies führt zum vergrößerten Wert der aus den gemessenen Kräften berechneten Kraftschlußbeanspruchung. Wie in **Bild 67** gezeigt, ist die berechnete Kraftschlußbeanspruchung beim Bremsdruckabbau größer als beim Bremsdruckaufbau. Nach dem Erreichen des maximalen Kraftschlusses fällt die Kraftschlußbeanspruchung wegen der weiteren Abnahme des Bremsschlupfes wieder ab. Um den potentiellen Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn besser ausnutzen zu können, wird der Bremsdruck nach einem konstanten Bremsdruck wieder stufenweise aufgebaut. Das gemessene Bremsmoment spiegelt durch einen starren Kraftweg zwischen Bremse und

Kraftmeßnabe den Bremsdruck gut wider. Dies deutet auch an, daß das Signal des Bremsmoments übersprechungsfrei ist, s. Kapitel 3.4. Nach dem Stillstand des Rades springt das Bremsmoment auf einen positiven Wert und klingt dann auf null ab, s. **Bild 66**.

Bild 68 vergleicht die gemessene Bremskraft und die aus dem Bremsmoment nach Gleichung 17 mit einem konstanten Radius des Reifens berechnete Längskraft. Der statische Radius verändert sich natürlich beim ABS-Bremsen. Diese dynamischen Änderungen könnten allerdings im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht werden. Prinzipiell werden diese Radien an der Vorderachse durch die Verzögerung des Fahrzeugs verkleinert. Im Bild ist zu sehen, daß der Verlauf der beiden Kurven qualitativ vergleichbar ist. Die Differenz zwischen den beiden Kräften führt das Rad im wesentlichen zur Verzögerung bzw. Beschleunigung des Rades, s. Gleichung 18.

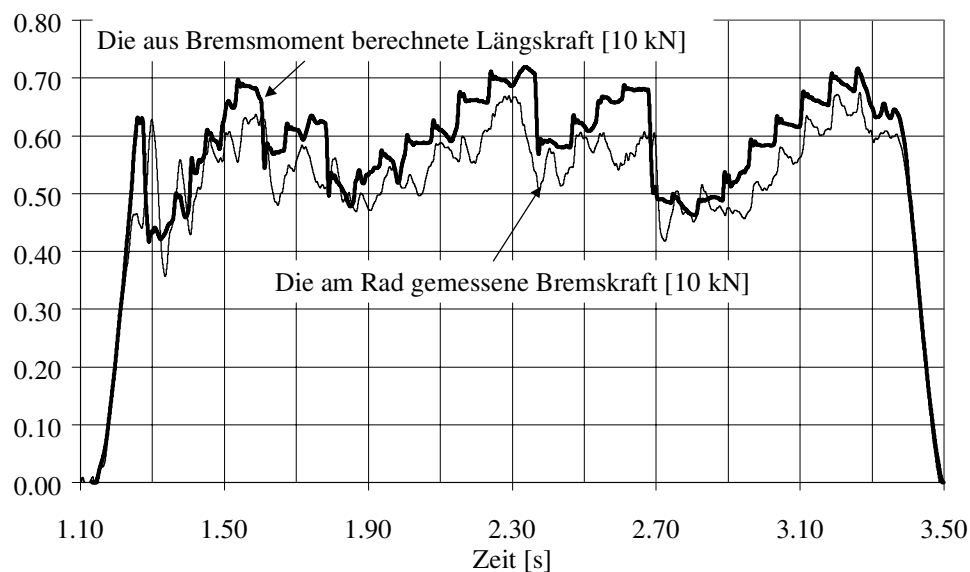


Bild 68: Vergleich der am Rad gemessenen Bremskraft zur aus dem Bremsmoment berechneten Längskraft bei einer ABS-Bremsung aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

Zur besseren Übersicht werden alle wichtigen Parameter beim ersten Bremsdruckaufbau und -abbau in **Bild 69** zusammen dargestellt. Bei der Berechnung der Radgeschwindigkeit wird der konstante dynamische Radius verwendet. Beim Anbremsen ist die Gleichung 18 zu erwartende Differenz zwischen den beiden Kräften, die das Rad verzögert, in **Bild 69** nicht deutlich zu sehen. Dies kann wie oben erklärt hauptsächlich auf den bei der Berechnung gewählten größeren Radius des Reifens zurückgeführt werden. Deshalb sollte die aus dem Bremsmoment

berechnete Längskraft noch etwas größer sein. Außerdem spielt die Massenkraft zwischen der Meßstelle und dem Latsch bei der gemessenen Bremskraft eine Rolle. Nach einer kurzen Zeit steigt die gemessene Bremskraft degressiv wie die typische μ -s-Kurve des Reifens, während die aus dem Bremsmoment berechnete Längskraft im Gegensatz dazu durch die Erhöhung des Bremsdrucks unvermindert fast linear weiter wächst. Dadurch erhöht sich die Verzögerung des Rades und die Radgeschwindigkeit nimmt zu. Nach dem Erreichen des maximalen Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn wächst die Differenz zwischen beiden Kräften schnell auf große Werte an, da der Bremsdruck weiter steigt. Diese große Differenz bedeutet höhere Verzögerung des Rades und dadurch höheren Bremsschlupf. Anschließend wird der Bremsdruck kurzzeitig gehalten, um den Bremsweg verkürzen zu können, da die Fahrtgeschwindigkeit noch hoch ist. Daraus folgt, daß der Bremsschlupf hoch wird, z.B. im gegebenen Beispiel erreicht der maximale berechnete Bremsschlupf den Wert von ca. 23%. Danach wird der Bremsdruck schnell abgebaut, wobei das Rad beschleunigt wird. Die Radbeschleunigung bedeutet die Abnahme des Bremsschlupfes. Die aus dem Bremsmoment berechnete Längskraft verfolgt den Bremsdruckabbau und fällt auch ab, während die gemessene Bremskraft durch die Radbeschleunigung und die Erhöhung der Radlast zunimmt. Dabei spielen die Massenkraft und die durch die Abnahme des Bremsmoments freigegebene Energie eine wichtige Rolle. Dieser Einfluß kann bei der berechneten Kraftschlußbeanspruchung deutlich gesehen werden, z.B. sie erreicht beim Bremsdruckabbau einen maximalen Wert von 1,3, der dem dortigen Kraftschluß im Reifenlatsch nicht mehr genau entspricht. Die Schätzung der Meßfehler wird in Kapitel 5.2.4 diskutiert. Im weiteren Verlauf verfolgt die am Rad gemessene Bremskraft bzw. die berechnete Kraftschlußbeanspruchung den Betriebszustand des Reifens und wird bei jeder Änderung des Bremsdruckes zur Schwankung geführt, s. **Bild 66**, **Bild 67** und **Bild 68**, da der Reifen dabei schwingt, s. Kapitel 5.2.4. Wenn die Differenz zwischen den beiden Kräften einen bestimmten Wert, der einer eingestellten Schwelle der Radverzögerung entspricht, erreicht, und ein gegebener Bremsschlupf überschritten wird, wird der Bremsdruck ein zweites Mal abgebaut, s. **Bild 68**. Die Kraftdifferenz am Anfang des zweiten Bremsdruckabbaus ist kleiner als beim ersten Bremsdruckabbau und die dadurch verursachte Verzögerung des Rades wird ebenfalls kleiner. Die weiteren Regelzyklen sind ähnlich wie oben analysiert.

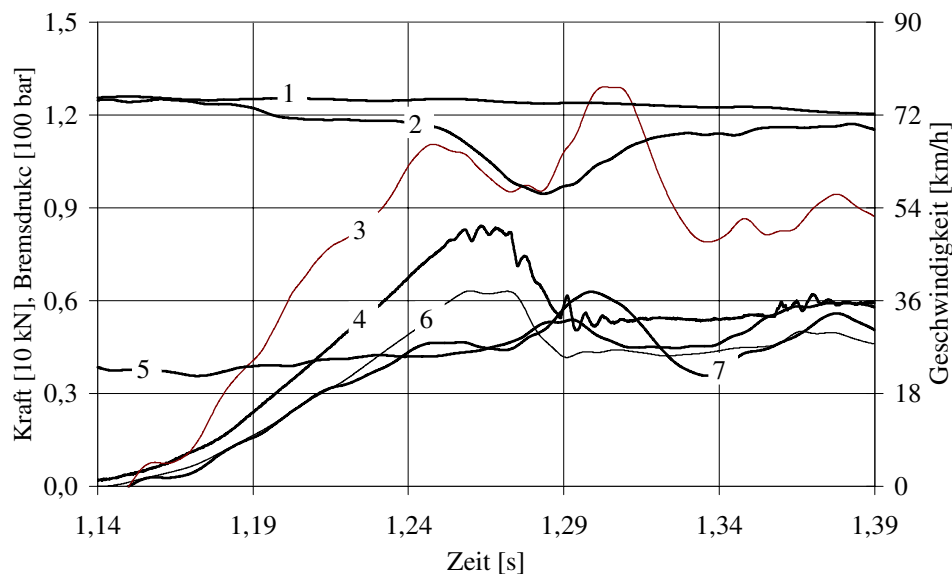


Bild 69: ABS-Bremung beim ersten Bremsdruckaufbau und -abbau auf der trockenen Fahrbahn C (1. Fahrgeschwindigkeit, 2. die aus dem konstanten dynamischen Radius berechnete Radgeschwindigkeit, 3. die berechnete Kraftschlußbeanspruchung, 4. Bremsdruck, 5. die am Rad gemessene Radlast, 6. die aus Bremsmoment berechnete Längskraft, 7. die am Rad gemessene Bremskraft)

5.2.2 Meßergebnisse auf nasser Fahrbahn

Die ABS-Bremungen bei Nässe wurden auf der Fahrbahn A (s. **Bild 14**) durchgeführt. **Bild 70** stellt dem Bremsmoment und dem Bremsdruck sowie der Radlast die dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremung aus 75 km/h gegenüber. Im **Bild 71** wird der erste ABS-Zyklus aus **Bild 70** dargestellt. Die dynamische Kraftschlußbeanspruchung über der Zeit verläuft wie bei der Bremsung auf trockener Fahrbahn. Die weitere Analyse erfolgt wie im Kapitel 5.2.1 beschrieben. Im Vergleich mit der Messung auf trockener Fahrbahn (s. **Bild 66** und **Bild 67**) wird der Bremsdruck zu einem niedrigeren Wert beim ersten Bremsdruckabbau abgebaut. Dies kann auf eine größere Verzögerung des Rades zurückgeführt werden, s. **Bild 56**. Der erste ABS-Zyklus und der Bremsdruckaufbau dauern länger als auf trockener Fahrbahn. Im **Bild 70** ist auch eine mittlere Kraftschlußbeanspruchung zwischen der ersten maximalen Kraftschlußbeanspruchung bis zum Stillstand des Rades aufgetragen. Diese berechnete mittlere Kraftschlußbeanspruchung liegt hier bei $\mu=0,89$, während sie bei $\mu=1,06$ auf der trockenen Fahrbahn C.

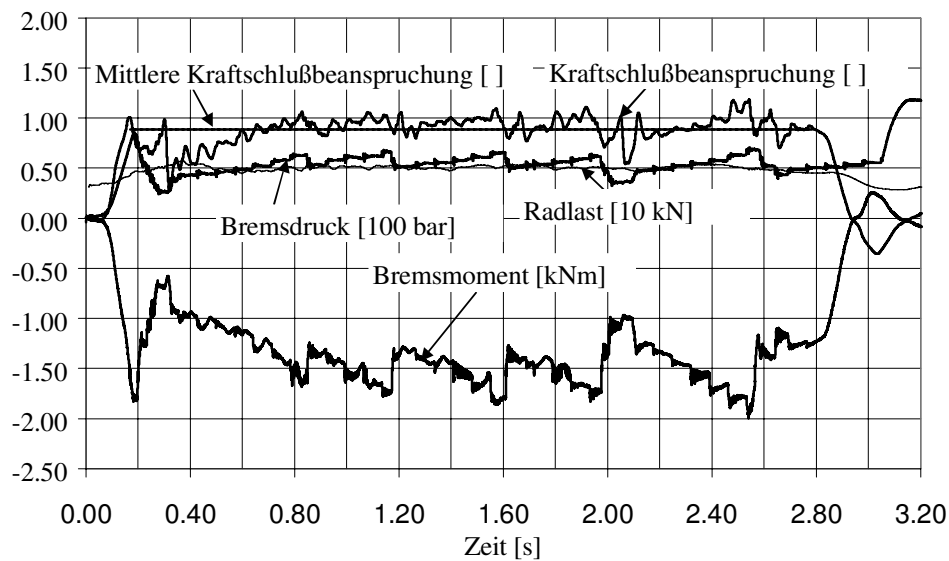


Bild 70: Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremung aus 75 km/h auf der nassen Asphaltfahrbahn A

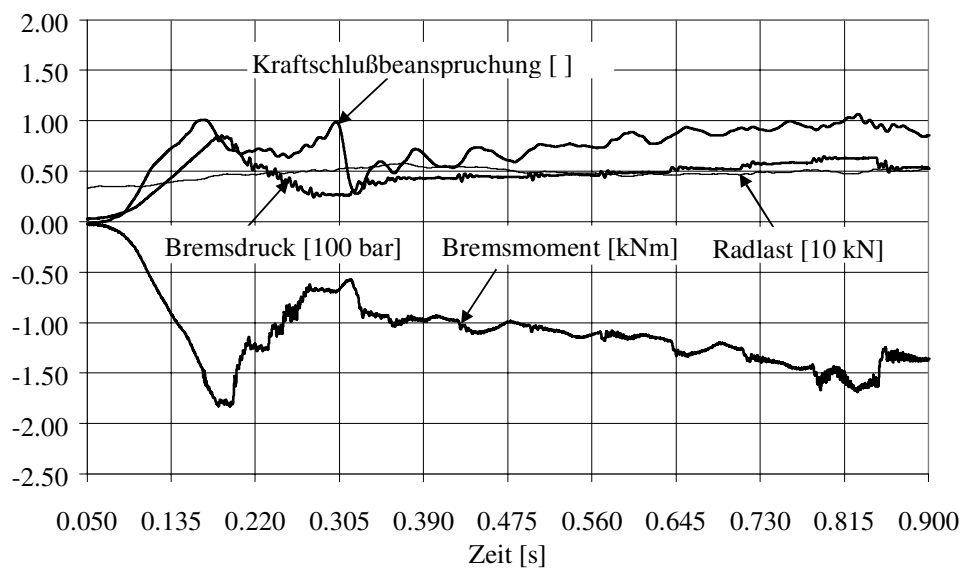


Bild 71: Kraftschlußbeanspruchung im ersten ABS-Zyklus aus **Bild 70**

Bild 72 vergleicht die am Rad gemessene Bremskraft und die aus dem Bremsmoment nach Gleichung 17 mit einem konstanten statischen Radius des Reifens berechnete Längskraft.

Bild 73 zeigt den ersten Regelzyklus aus **Bild 72**. Diese Ergebnisse sind vergleichbar mit denen auf trockener Fahrbahn, s. Kapitel 5.2.1. Die Kraftdifferenz ist beim ersten maximalen Bremsdruck aber größer, da der Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn bei Nässe geringer

wird. Dies führt das Rad zur größeren Verzögerung. Daraus folgt, daß der Bremsschlupf einen höheren Wert von 43,4% erreicht. Dies deutet an, daß das ABS-System beim Anbremsen den Reibungszustand des Reifens nicht gut kennen kann und der Bremsdruck dadurch zu hoch aufgebaut wird. Wie in **Bild 73** ersichtlich, wird der Bremsdruck Stufe für Stufe abgebaut, um den größeren Bremsschlupf zu verringern und auch eine starke Schwingung des Rades zu vermeiden.

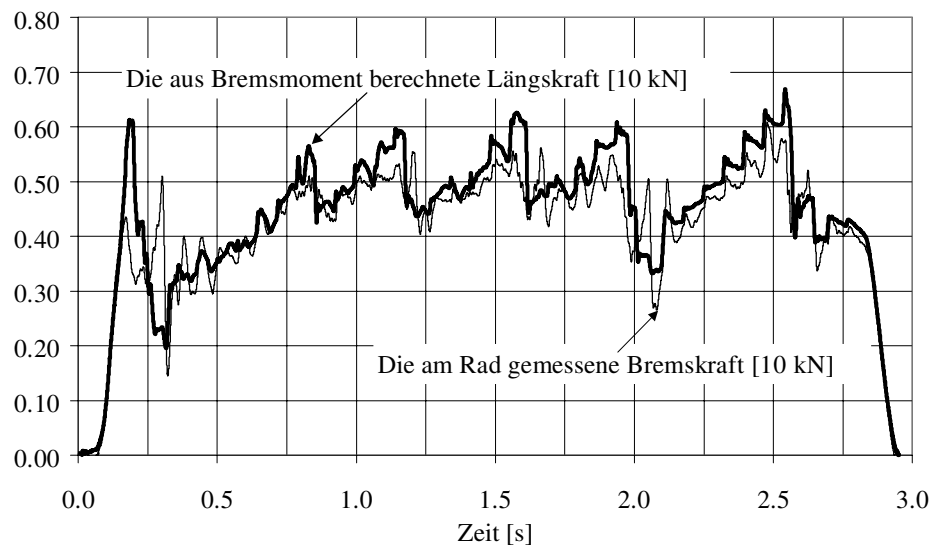


Bild 72: Vergleich der am Rad gemessenen Bremskraft zur aus dem Bremsmoment berechneten Bremskraft bei einer ABS-Bremung aus 75 km/h auf der nassen Asphaltfahrbahn A

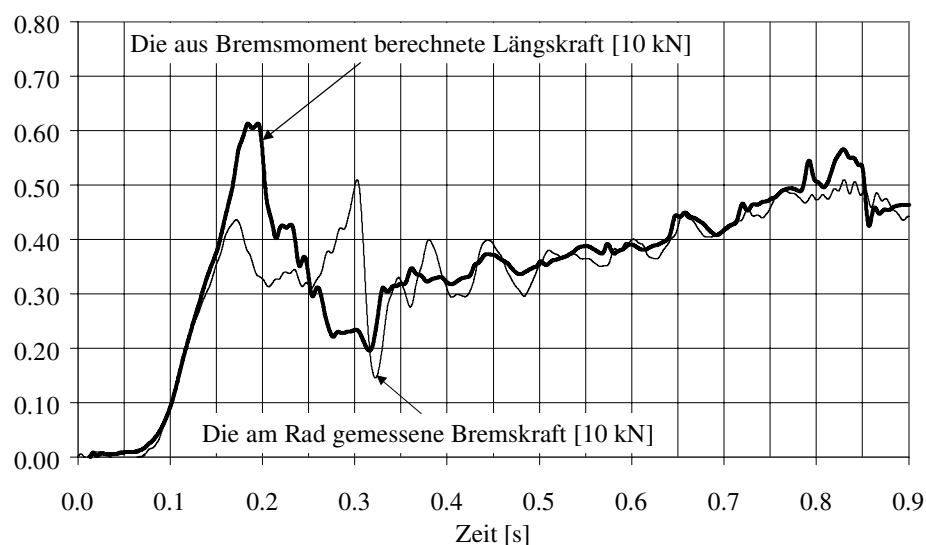


Bild 73: Vergleich der am Rad gemessenen Bremskraft zur aus dem Bremsmoment berechneten Bremskraft im ersten Regelzyklus der ABS-Bremung aus **Bild 72**

5.2.3 Variation der Ausgangsgeschwindigkeit

Bei den ABS-Bremsungen auf trockener und nasser Fahrbahn wurden drei Fahrgeschwindigkeiten (25, 45 und 75 km/h) gefahren. In Kapitel 5.2.1 und 5.2.2 wurde die dynamische Kraftschlußbeanspruchung beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf der trockenen Asphaltfahrbahn C und der nassen Asphaltfahrbahn A gegenüber dem Bremsdruck gezeigt und analysiert, s. **Bild 66** und **Bild 70**.

Zur besseren Übersicht sind in **Bild 74** und **Bild 75** die dynamischen Kraftschlußbeanspruchungen beim ABS-Bremsen aus 25 km/h und 45 km/h auf der trockenen Asphaltfahrbahn C dargestellt, während **Bild 76** und **Bild 77** dies auf der nassen Asphaltfahrbahn A zeigt. Die Analyse des Verhaltens der dynamischen Kraftschlußbeanspruchung erfolgt wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben. Die mittlere Kraftschlußbeanspruchung liegt bei der trockenen ABS-Bremse aus 25 km/h auf der Fahrbahn C bei $\mu=0,90$ und aus 45 km/h bei $\mu=0,96$, während bei der nassen ABS-Bremse aus 25 km/h auf der Fahrbahn A $\mu=0,80$ und aus 45 km/h $\mu=0,83$ erreicht werden.

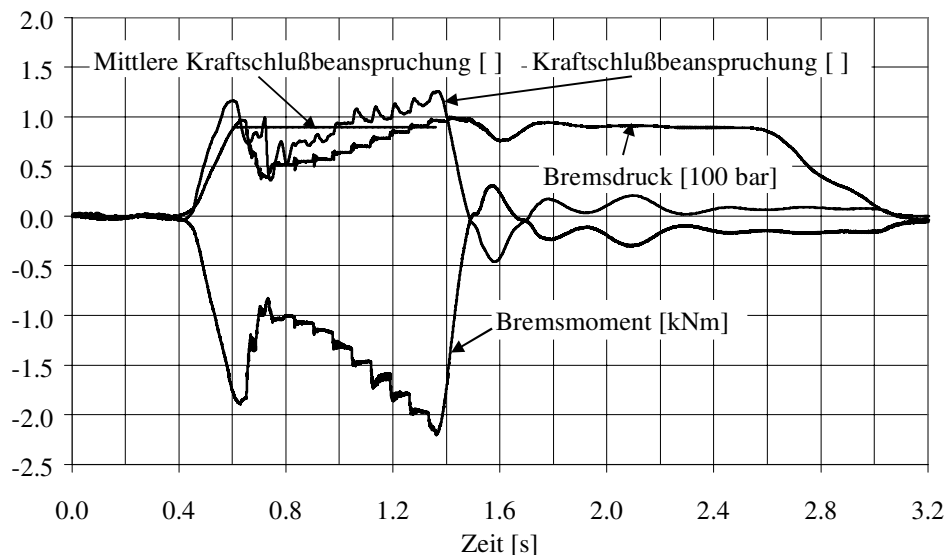


Bild 74: Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremse aus 25 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

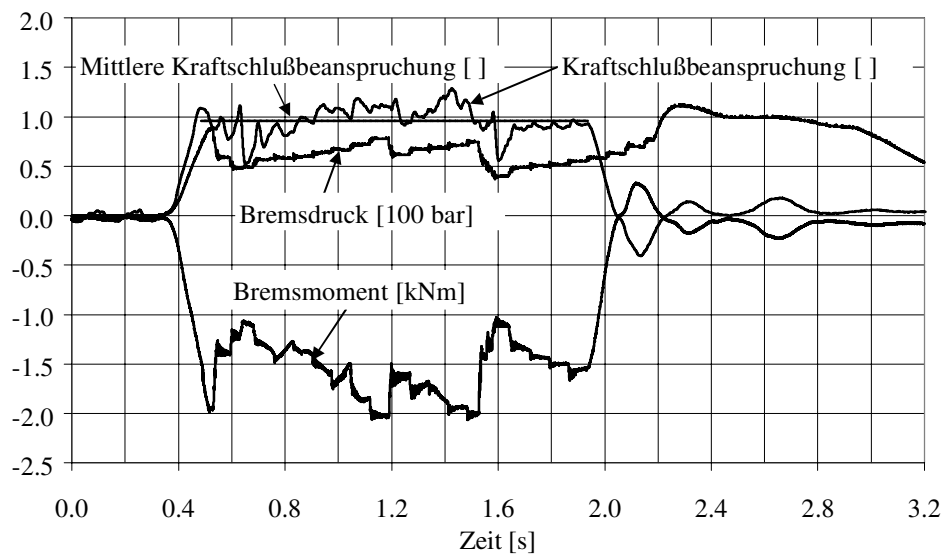


Bild 75: Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremsung aus 45 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

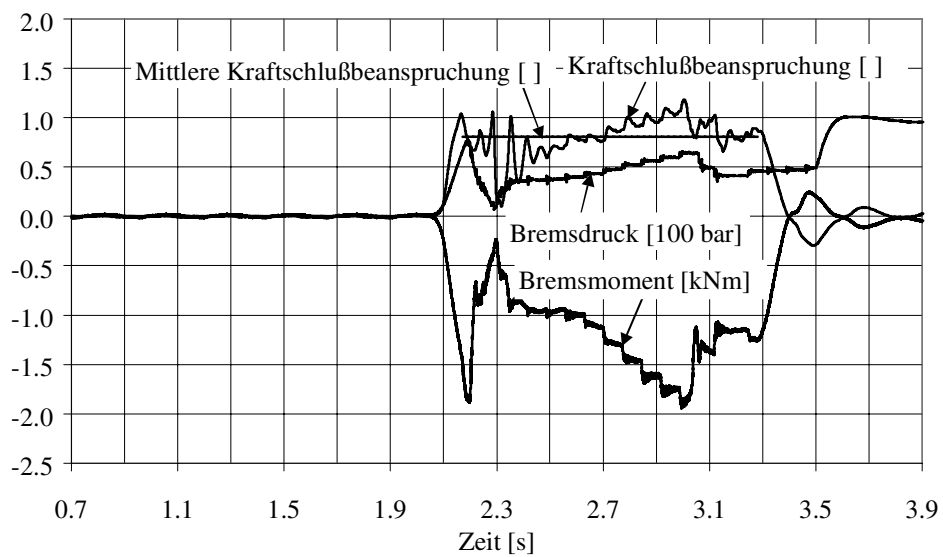


Bild 76: Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremsung aus 25 km/h auf der nassen Fahrbahn A

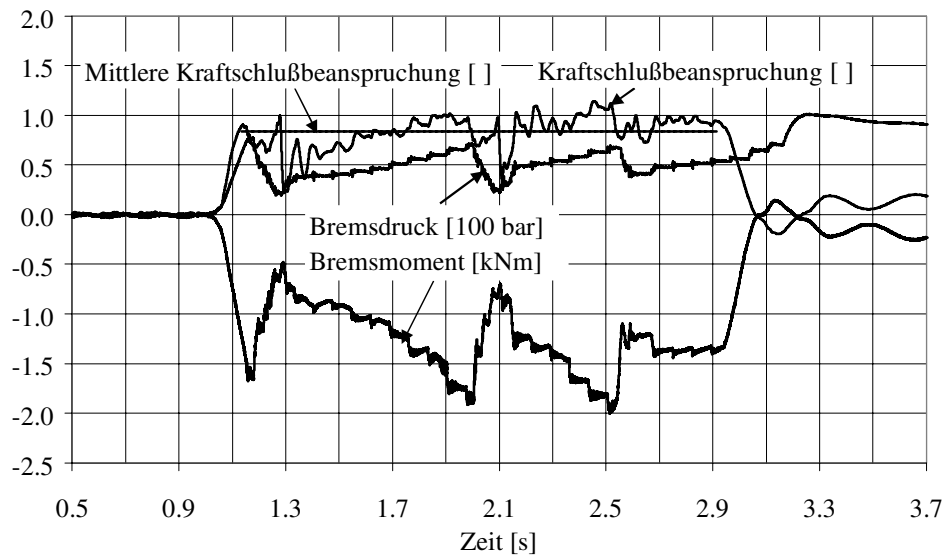


Bild 77: *Dynamische Kraftschlußbeanspruchung bei einer ABS-Bremse aus 45 km/h auf der nassen Fahrbahn A*

Bild 78 stellt die mittleren Kraftschlußbeanspruchungen in Abhängigkeit von der Ausgangsgeschwindigkeit beim ABS-Bremsen auf der trockenen Fahrbahn C und der nassen Fahrbahn A zusammen. Hierbei ist zu beachten, daß die trockenen und nassen ABS-Bremsungen nur auf zwei unterschiedlichen Fahrbahnen durchgeführt werden konnten. Deshalb kann hieraus nicht auf den Übergang trocken-naß einer Fahrbahn geschlossen werden. Aber es ist deutlich zu sehen, daß das ABS-System den Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn bei einer Vollbremsung aus hoher Geschwindigkeit besser ausnutzen kann als bei einer Vollbremsung aus niedriger. Dies kann wie folgt begründet werden. In den obigen Messungen ist zu sehen, daß der Bremsdruck beim Anbremsen hoch aufgebaut und dann schnell zu einem niedrigeren Wert abgebaut wird. Bei diesem Wechsel werden Reifenschwingungen angeregt und der Bremskraftaufbau verschlechtert sich. Wegen des niedrigeren Bremsdrucks beim ersten Bremsdruckabbau wird ein anschließender Bremsdruckaufbau bis zum maximalen Bremsdruck länger dauern. Deshalb kann die Bremskraft in dieser Zeit nicht optimal aufgebaut werden. Die ABS-Bremse aus niedriger Ausgangsgeschwindigkeit passiert hauptsächlich in dieser Zeit und der entsprechende Kraftschluß kann deshalb nicht maximal ausgenutzt werden.

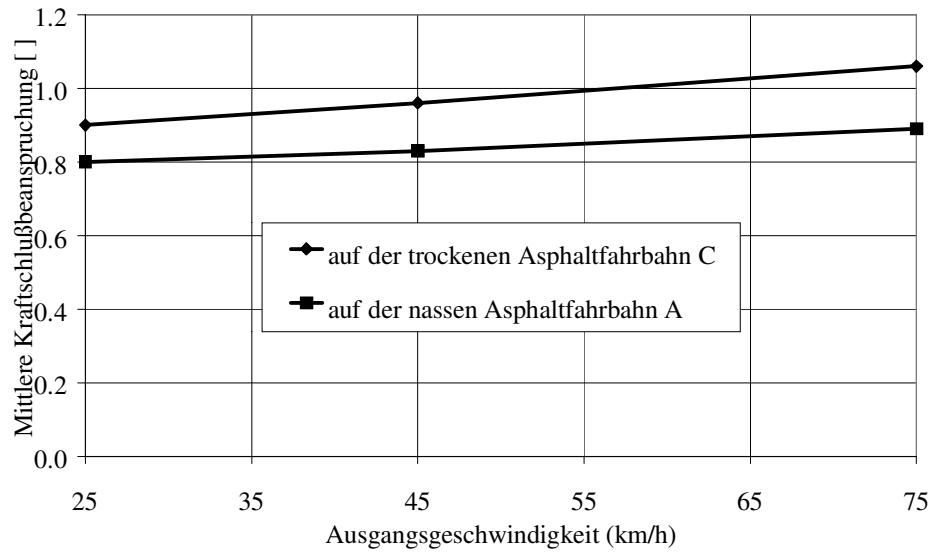


Bild 78: Mittlere Kraftschlußbeanspruchung der ABS-Bremsung von der maximalen Kraftschlußbeanspruchung bis zum Stillstand in Abhängigkeit von der Ausgangsgeschwindigkeit

5.2.4 Analyse der Meßfehler

Bei der obigen Analyse wurde die Kraftschlußbeanspruchung zum einen nach Gleichung 15 geschätzt, wobei die Massenkräfte in Längs- und Vertikalrichtung vernachlässigt wurden. Zum anderen kann die mittlere Kraftschlußbeanspruchung durch die mittlere Verzögerung des Fahrzeugs berechnet werden:

$$m * g * \mu_{mb} + F_{Luft} + F_{Roll} = m * B \quad (\text{Gleichung 19})$$

mit m = Fahrzeugmasse, g = Erdbeschleunigung,
 μ_{mb} = berechnete mittlere Kraftschlußbeanspruchung, F_{Luft} = Luftwiderstand,
 F_{Roll} = Rollwiderstand, B = mittlere Verzögerung.

Die mittlere Verzögerung kann mittels des zeitlichen Verlaufs der Fahrgeschwindigkeit berechnet werden. Nach den Berechnungen können der Luftwiderstand und der Rollwiderstand in den gegebenen Beispielen vernachlässigt werden, z.B. nach der Gleichung [17]:

$$F_{Luft} = c_w * A_F * \frac{\rho_L}{2} * v_{rel}^2 \quad (\text{Gleichung 20})$$

mit c_w = Luftwiderstandsbeiwert,
 A_F = Projektionsfläche eines Fahrzeuges in Fahrzeugs-längsrichtung,

ρ_L = Luftdichte (ca. $1,2 \text{ kg/m}^3$),

v_{rel} = Relativgeschwindigkeit

beträgt der Luftwiderstand F_{Luft} des Fahrzeuges mit A_F von 2 m^2 und c_w von $0,3$ bei v_{rel} von 80 km/h nur 178 N . Daraus ergibt sich die berechnete mittlere Kraftschlußbeanspruchung:

$$\mu_{mb} = \frac{B}{g} \quad (\text{Gleichung 21})$$

Im **Bild 79** werden die mittleren Kraftschlußbeanspruchungen beim ABS-Bremsen auf der trockenen Fahrbahn C, die jeweils aus den am Rad gemessenen Kräften und der Verzögerung des Fahrzeugs berechnet wurden, zusammen dargestellt, wobei die Meßdaten aus Kapitel 5.2.1 und 5.2.3 verwendet werden. Die Aussage über den Zusammenhang zwischen der mittleren Kraftschlußbeanspruchung und der Ausgangsgeschwindigkeit, die im Kapitel 5.2.3 getroffen wurden, ist auch bei den aus der Verzögerung des Fahrzeugs ermittelten mittleren Kraftschlußbeanspruchungen im **Bild 79** zu sehen. Man erkennt auch, daß die aus den am Rad gemessenen Kräften berechnete Kraftschlußbeanspruchung größer ist als der aus der Verzögerung des Fahrzeugs, z.B. um $13,2\%$ bei der Ausgangsgeschwindigkeit von 25 km/h , um $14,6\%$ bei 45 km/h und um $13,7\%$ bei 75 km/h .

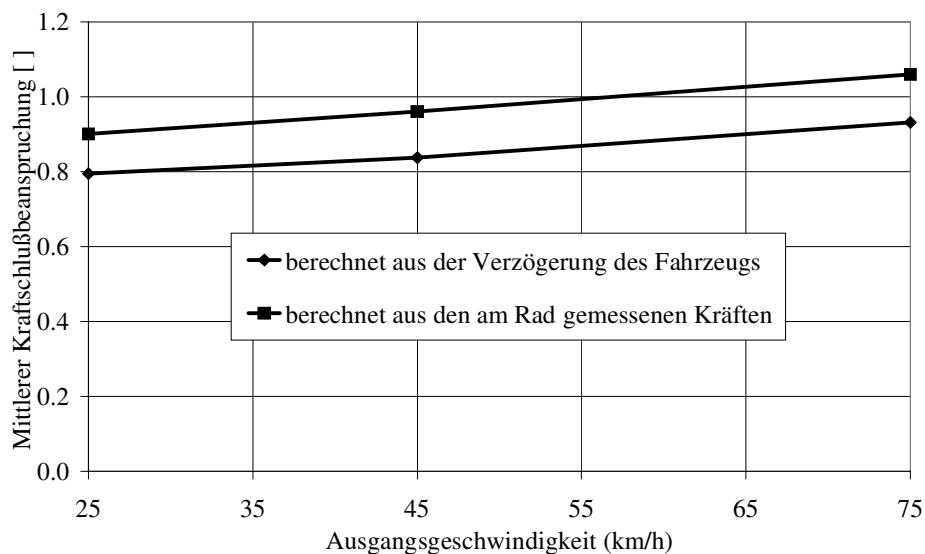


Bild 79: Vergleich der aus den am Rad gemessenen Kräften und der Verzögerung des Fahrzeugs berechneten mittleren Kraftschlußbeanspruchungen beim ABS-Bremsen auf der trockenen Fahrbahn C

Dieser „Meßfehler“ kann auf die Massenkräfte zwischen der Meßstelle und der Kontaktzone zurückgeführt werden. Wie im Kapitel 5.2.1 erläutert, treten die Schwingungen des Rades hauptsächlich beim Bremsdruckabbau auf, wobei die im Reifen gespeicherte elastische Energie in einem bestimmten Maß zurückgegeben und die gemessene Bremskraft dadurch vergrößert wird. In **Bild 80** sind die Beschleunigung am Radträger vorne links ca. in der horizontalen Ebene und der Bremsdruck bei der ABS-Bremsung aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C aufgetragen. Im Bild ist zu sehen, daß die starken Schwingungen bei den Änderungen des Bremsdruckes besonders beim Bremsdruckabbau auftreten. Die positive Richtung der hier dargestellten Beschleunigung richtet sich nach der Bremskraft, um mit der bisher positiv dargestellten Bremskraft übereinzustimmen. Danach vergrößert die positive Beschleunigung wegen der Masse zwischen der Meßstelle und dem Reifenlatsch die gemessene Bremskraft, während die negative eine umgekehrte Wirkung hat. Wie in **Bild 80** gesehen, sind die Amplituden der positiven Beschleunigungen bei Änderung des Bremsdruckes größer als die der negativen. Dies führt die aus den am Rad gemessenen Kräften berechnete mittlere Kraftschlußbeanspruchung zu einem vergrößerten Wert, wie in **Bild 79** gezeigt. Da die Masse zwischen der Meßstelle und dem Reifenlatsch einen großen Anteil des Gummis enthält und seine Bewegungen wegen der Elastizität durch diese Beschleunigung nicht genau beschrieben werden können, deshalb wird hier auf eine Berechnung der Massenkraft verzichtet.

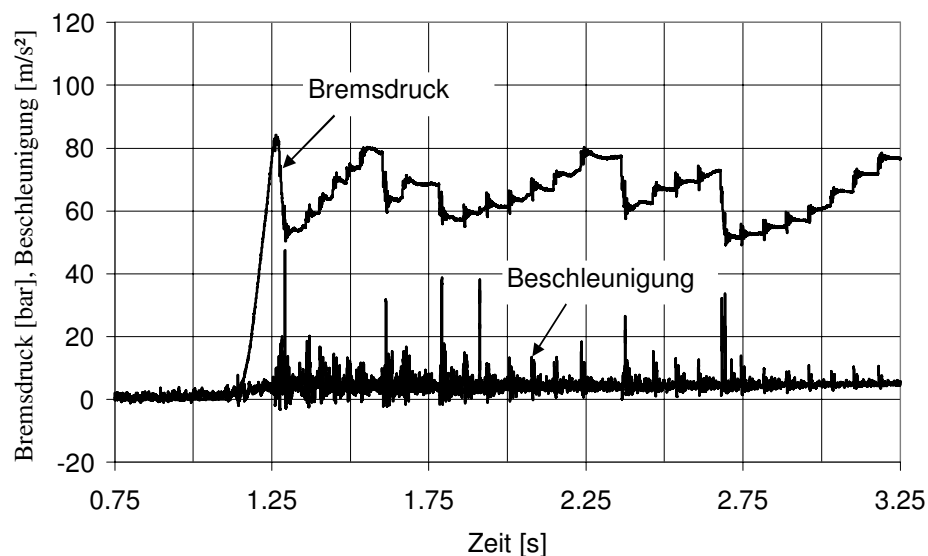


Bild 80: Beschleunigung am Radträger und Bremsdruck
bei einer ABS-Bremsung aus 75 km/h auf der trockenen Fahrbahn C

5.3 Erhöhung der Kraftschlußausnutzung

Eine wichtige Aufgabe von ABS-Regelsystemen ist es, den Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn optimal auszunutzen, damit ein möglichst kurzer Bremsanhalteweg erreicht wird [92]. Aber die obigen Meßergebnisse zeigen, daß der Bremsschlupf beim ABS-Bremsen nicht immer beim optimalen Wert, der dem maximalen Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn entspricht, konstant bleiben kann. Dies bedeutet, daß der potentielle Kraftschluß Reifen/Fahrbahn beim ABS-Bremsen noch nicht ausgenutzt werden kann. Dies kann auf die Regelgrößen des ABS-Systems zurückgeführt werden. Die Wahl der geeigneten Regelgrößen ist wesentlich für die Güte der ABS-Regelung. Die Regelalgorithmen des traditionellen ABS-Systems basieren auf den Drehzahlen der vier Räder und den daraus abgeleiteten Größen, z.B. Radumfangsverzögerung bzw. Radumfangsbeschleunigung sowie Referenzgeschwindigkeit. Durch eine logische Verknüpfung dieser Größen wird die ABS-Regelung realisiert [36]. Ein idealer Regelalgorithmus sollte den tatsächlichen aktuellen Reibungszustand des Reifens erkennen, da der Reibungszustand des Reifens auf realer Fahrbahn abhängig von zahlreichen Parametern ist, wie z.B. dem Fahrbahnzustand, s. Kapitel 1.2.1.3. Allein die Raddrehzahlen und die daraus abgeleiteten Größen reichen nicht für die optimale Erkennung des aktuellen Reibungszustandes zwischen Reifen und Fahrbahn aus, obwohl zahlreiche Kontrollmodelle wie z. B. Fuzzy Logic [32] und Sliding Mode Control [46], entwickelt worden sind. Man strebt immer danach, dem idealen Regelalgorithmus nahezukommen, um die maximal mögliche Bremskraft erzielen zu können. Sugai et al [96] untersuchen z.B. die dynamischen Eigenschaften des Radsystems und schlagen danach die Resonanzverstärkung der Übertragungsfunktion der Änderungen des Bremsdrucks und der Radgeschwindigkeit als die Regelgröße des ABS-Systems vor. Nach seiner Untersuchung spiegelt diese Resonanzverstärkung den Bremsschlupf wider und kann zur Regelung des Bremsschlupfs in dem optimalen Bereich genutzt werden. Ein anderes wichtiges Beispiel in dieser Entwicklungsrichtung ist der Seitenwandtorsionsensor (SWT) [8]. Bei diesem Sensorsystem wird die Seitenwand des Reifens magnetisiert und zwei magnetoresistive Sensoren werden an der Radaufhängung montiert, so daß die Verformungen der Seitenwand in der tangentialen und der lateralen Richtungen gemessen werden können. Die Verformung der Seitenwand in tangentialer Richtung entspricht der globalen Bremskraft des Reifens. Als Regelgröße ist das SWT vielversprechend für die optimale Ausnutzung der Bremskraft beim ABS-Bremsen. Die Integration des SWT in ein ABS-System ist ein aktuelles Projekt in der Industrie [37].

Die Profilelementverformungen, die mit dem in dieser Arbeit entwickelten Reifensensor gemessen werden, können für die Untersuchung der ABS-Regelung eingesetzt werden, da sie dem Reibungszustand des Reifens entsprechen, s. Kapitel 4. Die Profilelementverformungen sind die Ergebnisse der komplexen Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn, wobei alle Einflußparameter daran teilnehmen. Wie im Kapitel 4.3 gezeigt, erkennt man aus dem Verlauf der Profilelementverformungen den Bremsschlupf und die Bewegung des Profilelements. Diese Bewegung spiegelt den Vorgang des Bremskraftaufbaus wider, z.B. sind Amplitude und Geschwindigkeit der elastischen Verformung im Anfang der Kontaktzone abhängig von der Adhäsion zwischen Reifen und Fahrbahn. Deshalb können die optimalen Regelgrößen, die den aktuellen Reibungszustand zwischen Reifen und Fahrbahn berücksichtigen, aus den mit dem Reifensensor gemessenen Profilelementverformungen abgeleitet werden. Hier werden Amplitude und Geschwindigkeit der elastischen Verformung im Anfang der Kontaktzone und deren Anteil im gesamten Fahrweg des Reifenlatsches als Eingangsgrößen für eine ABS-Regelung vorgeschlagen. Wegen der Begrenzung der Zahl der Reifensensoren sollte auch der Drehzahlsensor weiter verwendet werden. Man sollte weiter forschen, wie die Eingangsgrößen aus dem Reifensensor und aus der Drehzahl des Rades kombiniert und optimiert werden können. Die weitere Untersuchung und Realisierung der optimalen Regelgrößen sind Gegenstand aktueller Forschungen von *fzd* im SFB 241 IMES der DFG [15], wobei auf die Autokalibrierung der Sensorsignale und die Störungen durch die Fahrbahntextur geachtet werden muß.

5.4 Fazit

In diesem Kapitel wurde die Kraftschlußbeanspruchung des Pkw-Reifens beim ABS-Bremsen untersucht, wobei eine Kraftmeßnabe eingesetzt wurde. Die Messungen wurden unter Variation der Fahrtgeschwindigkeit auf trockener und nasser Fahrbahn durchgeführt. Die Meßergebnisse zeigten deutlich die typische ABS-Regelung mit den Regelgrößen der Verzögerung bzw. der Beschleunigung des Rades und dem auf die Referenzgeschwindigkeit bezogenen Bremsschlupf. Wie im Beginn des Kapitels theoretisch analysiert, ist die Verzögerung des Rades von dem Bremsmoment an der Bremsscheibe und der Bremskraft im Reifenlatsch abhängig. Das Ergebnis wurde durch die Messungen bestätigt. Der Bremsschlupf ergibt sich aus der Differenz der

Verläufe von Radgeschwindigkeit und Fahrzeuggeschwindigkeit über der Zeit und ist abhängig von zeitlichem Bremsdruckverlauf.

Diese auf der Messung der Verzögerung des Rades und der Einstellung eines relativen Bremsschlupfes basierende ABS-Regelung ist noch nicht fein genug für die maximale Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn, da der Reibungszustand des Reifens von zahlreichen Parameter abhängig ist. Die vorher eingestellten Schwellen der Regelgrößen können sich trotz aufwendiger Algorithmen nicht optimal den wechselnden Reibungszuständen anpassen. Wie aus den Messungen ersichtlich, kann der Bremsschlupf nicht immer konstant gehalten werden. Es tritt z.B. ein höherer Bremsschlupf beim ersten Bremsdruckaufbau bei Nässe auf, der Bremsdruck wird anschließend auf einen niedrigeren Wert abgebaut und dadurch wird der Reifen zur Schwingung angeregt. Die Meßergebnisse zeigen auch, daß die Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn beim ABS-Bremsen abhängig von der Ausgangsgeschwindigkeit ist: je größer die Ausgangsgeschwindigkeit, um so besser ist die Kraftschlußausnutzung. Dieses Ergebnis wurde nicht nur durch die aus den mit der Kraftmeßnabe gemessenen Kräften ermittelte mittlere Kraftschlußbeanspruchung, sondern auch durch die Verzögerung des Fahrzeugs bestätigt.

Der in dieser Arbeit entwickelte Reifensensor zeigt einen Weg zur Verbesserung der Regelgrößen für die ABS-Regelung, obwohl noch Probleme für die Serienanwendung gelöst werden müssen. Wie in Kapitel 4 untersucht, ist der neue Reifensensor in der Lage, den aktuellen Reibungszustand und den aktuellen Bremsschlupf zu erkennen. Hier werden die Amplitude, die Geschwindigkeit der elastischen Verformung im Anfang der Kontaktzone und deren Anteil am gesamten Fahrweg des Reifenlatsches als Regelgrößen für ABS-Regelung vorgeschlagen. Aber wegen der Begrenzung der Zahl der Reifensensoren sollte nicht auf den Drehzahlsensor verzichtet werden. Die Kombinationen zwischen den Signalen des Reifensensors und der Drehzahlsensoren müssen weiter untersucht werden.

6 Reibungsschwingung und Geräusch des Pkw-Reifens

6.1 Reibungsschwingung des Pkw-Reifens

6.1.1 Mechanismus der Reibungsschwingung

Wie in Kapitel 4.2.2.1 gezeigt, tritt die Reibungsschwingung des Profilelements des Reifens mit einer Eigenfrequenz im kHz-Bereich in einem bestimmten Reibungszustand zwischen Reifen und Fahrbahn auf. Das Phänomen kommt auch z.B. beim Bremssystem [93] und beim Scheibenwischer des Fahrzeugs [45] vor. Aus der Sicht der Mechanik stellen solche Reibungsschwingungen eine Art der selbsterregten Schwingungen dar, wobei die unvermeidlichen Energieverluste durch eine Energiezufuhr ausgeglichen werden, so daß der Schwinger wie ein ungedämpfter Schwinger mit eigener Frequenz schwingen kann. Nach [44, 66] kann die Reibungsschwingung allgemein durch eine Bewegungsgleichung:

$$\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = 0 \quad (\text{Gleichung 22})$$

beschrieben werden. Bezüglich der komplexen nichtlinearen viskoelastischen Eigenschaften und des Schwerpunktes in dieser Arbeit wird hier auf eine weitere mathematische Behandlung der Gleichung verzichtet.

Im folgenden wird die Reibungsschwingung des Reifens mit Hilfe des Energiehaushalts in den physikalischen Zusammenhängen erklärt. Dafür wird der Laufstreifen des Reifens mit der Masse M unter Berücksichtigung der viskoelastischen Eigenschaften des Gummis als ein Reibschwinger in x - und z -Richtung modelliert, s. **Bild 81a**. Dabei beschreiben c_1 , c_2 , k_1 und k_2 die viskoelastischen Eigenschaften des Laufstreifens und sind abhängig von der Temperatur T und der Erregungsfrequenz f_e . $F_N(z)$ ist die Aufstandskraft des Reifens und abhängig von der Verzögerung des Fahrzeugs z . Beim Bremsen entsteht eine Reibkraft $F(s, v)$ durch den Bremsschlupf s bzw. die Gleitgeschwindigkeit des Rades v , wobei sich der Laufstreifen des Reifens elastisch verformt und teilweise gleitet. Dem Laufstreifen des Reifens wird Energie durch die Reibkraft zugeführt und dadurch wird er gespannt. Der Laufstreifen nimmt teilweise durch dessen Verformung die zugeführte Reibungsenergie auf und wandelt sie teilweise in Wärme um. Im Laufstreifen gibt es die vier Formen der Energie: die speicherbare potentielle Energie E_P , die kinetische Energie E_K , die durch Dämpfung dissipierte Energie E_D und die durch Reibung zugeführte Energie E_R . Das Gleichgewicht dieser vier Energieformen bestimmt die Reibungsschwingung des Reifens. Vor dem kritischen Bremsschlupf bzw. der kritischen

Gleitgeschwindigkeit, bei der der maximale Reibwert erreicht wird, nimmt die Reibkraft mit dem steigenden Bremsschlupf zu und die dem Laufstreifen zugeführte Energie wird größer, s. **Bild 81b**. Vom Punkt 0 bis Punkt 1 gilt der Energiehaushalt:

$$E_{R1} = E_{K1} + E_{P1} + E_{D1} \quad (\text{Gleichung 23})$$

Danach fällt die Reibkraft ab und die dadurch zugeführte Energie wird auch geringer. Ist die Rückführkraft des Laufstreifens im Arbeitspunkt 2, die abhängig vom maximalen Reibwert ist und aus E_{K2} bestimmt wird, groß genug, um die Dämpfung und Reibung des Laufstreifens zu überwinden, kann der Laufstreifen zurückfedern. Da sich der Arbeitspunkt 2 in einem fallenden Teil der μ -s-Kurve befindet, wird die Energie dem Laufstreifen während einer Vollschrwingung um Punkt 2 zugeführt. Wenn diese Energie groß genug ist, um die Dämpfung des Laufstreifens zu überwinden, ist die durch Reibung selbsterregte Schwingung des Laufstreifens möglich. Deshalb begünstigen ein hoher Reibwert und ein steiler Abfall der μ -s-Kurve die Entstehung der Reibungsschwingung des Reifens.

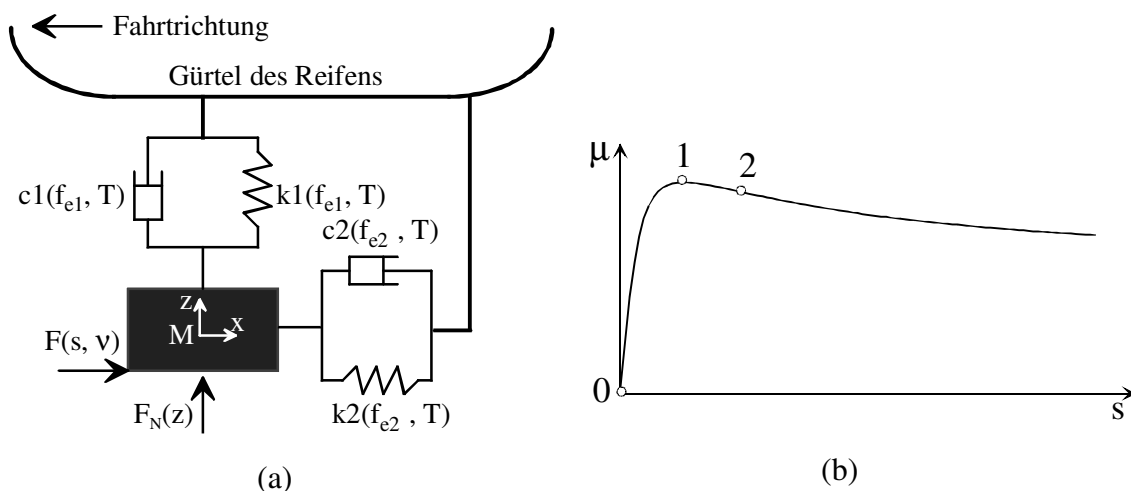


Bild 81: Ein Reibschwingermodell für den Laufstreifen des Reifens

6.1.2 Reibungsschwingung des Reifens

6.1.2.1 Beim Gleiten

Beim Gleiten des Reifens dringen die Spitzen der Fahrbahntextur in den Laufstreifen des Reifens ein und dadurch verformt sich der Laufstreifen des Reifens mit einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit. Die dabei umgewandelte Energie bestimmt die Hysterese der Reibung

zwischen Reifen und Fahrbahn. Gleichzeitig kann die Reibungsschwingung des Reifens beim Gleiten auftreten, da die Reibung des Reifens nach den Untersuchungen von Kummer/Meyer [62, 67] mit steigender Gleitgeschwindigkeit und Temperatur abnimmt, s. auch **Bild 3** und **Bild 4**. Um die noch unklaren Verformungen des Profilelements des Reifens beim Gleiten zu messen, wurden im Rahmen dieser Arbeit die vier Räder des Versuchsfahrzeugs Opel Astra (s. **Bild 44**) durch Bremsen blockiert, das Fahrzeug wurde in diesem Zustand durch ein weiteres Fahrzeug geschleppt. Dadurch konnte der Versuchsreifen mit 100% Bremsschlupf über die Fahrbahn gleiten.

Bild 82 zeigt den Versuchsreifen mit dem für diese Versuche in der Mittelrippe angebrachten neuen Reifensensor nach den Messungen, bei dem ein kleiner Magnet mit einem Durchmesser von 2 mm verwendet wurde. Das Einbauverfahren ist im Kapitel 3.2.1.3 beschrieben. Der Abstand von 2 mm zwischen dem Magneten und der Oberfläche des Profilelements wurde nach Probemessungen festgelegt, um zu vermeiden, daß der Magnet durch den Verschleiß des Reifens beim Gleiten angeschliffen oder abgetrennt wird. Der Versuchsreifen wurde vorne links am Fahrzeug montiert.

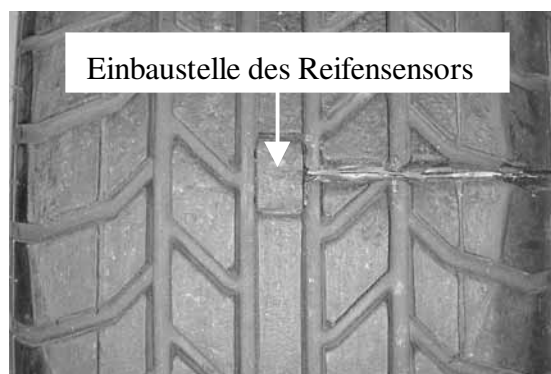


Bild 82: Versuchsreifen mit dem neuen Reifensensor

Die Messung wurde auf der trockenen Asphaltfahrbahn A (s. **Bild 14**) durchgeführt. Um das Versuchsfahrzeug leicht zu starten und eine gewisse Gleitgeschwindigkeit zu erreichen, wurden die Räder durch eine entsprechende Bremsung zunächst nicht völlig blockiert. Damit sich der Reifensensor beim Gleiten genau in der Mitte des Reifenlatsches befand, lag er vor der Messung vor der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn. **Bild 83** zeigt den Verlauf der Fahrgeschwindigkeit über den Fahrweg bei der Messung. Am Anfang der Messung wurden die Räder nicht ganz blockiert und deshalb stieg die Geschwindigkeit schnell. Danach wurden die

Räder ganz blockiert und der Versuchsreifen rutschte blockiert über die Fahrbahn. Nach dem Erreichen eines maximalen Wertes bleibt die Geschwindigkeit konstant. Die Beobachtung der Messung bestätigte, daß sich der Reifensensor während des Gleitens des Reifens ca. in der Mitte des Reifenlatsches befand. Die ganze Messung dauerte 4 Sekunden.

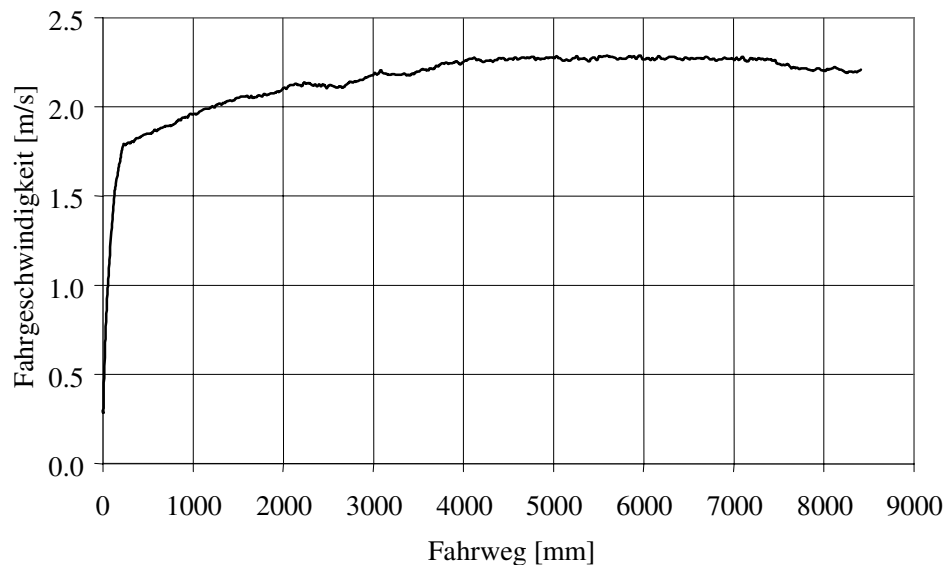


Bild 83: Geschwindigkeit des Versuchsfahrzeuges in Abhängigkeit vom Fahrbahnweg

Im **Bild 84** sind die Profilelementverformungen in den drei Raumrichtungen zu Beginn des Gleitens des Reifens dargestellt, wobei die Gleitgeschwindigkeit ca. 1,84 m/s betrug. Durch die Reibkraft und die Radlast erfährt das Profilelement zunächst große Verformungen in x- und z-Richtung, während eine kleine Verformung von 0,05 mm in y-Richtung hauptsächlich wegen der Radstellung und der die Steife des Profilelements veränderte Kabelführung auftritt. Wie in Kapitel 4.2.1 definiert, ist die negative Verformung in x-Richtung entgegen der Fahrtrichtung, während die negative Verformung in z-Richtung auf eine Verringerung des Abstandes zwischen dem Sensor und dem Magneten hinweist. Im Bild erkennt man auch, daß sich langwellige Schwingungen, die durch das Eindringen der Texturspitzen verursacht werden, überlagern. Diese überlagerten Verformungen in x- und z-Richtung sind ähnlich, aber es gibt zwischen ihnen eine Wegverschiebung. Wegen der Größe des Magneten mit einem Durchmesser von 2 mm und der Einbautiefe von 2 mm kann der Reifensensor nicht alle Feinheiten der Fahrbahntextur sensieren. Im Vergleich mit der gemessenen Fahrbahntextur (s. **Bild 14**) ist nur der grobe Verlauf der Textur bei den gemessenen Verformungen zu erkennen. Wegen der starken Dämpfung des Reifens und der noch geringen zugeführten Reibarbeit tritt keine Reibungsschwingung auf.

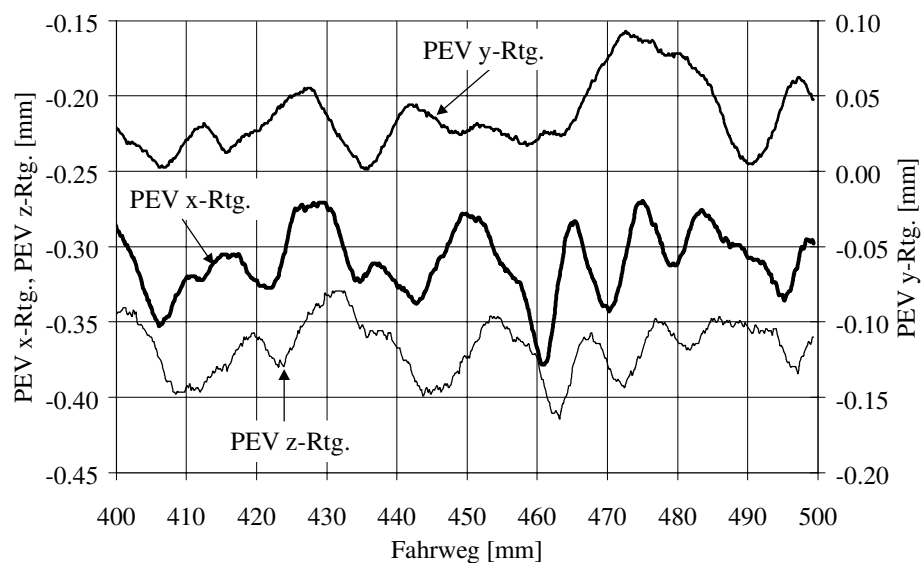


Bild 84: Profilelementverformungen beim Gleiten des Reifens

In **Bild 85** bis **Bild 87** sind die Profilelementverformungen in x-Richtung beim Gleiten des Reifens aus der gleichen Messung dargestellt, um die Entstehung und die Entwicklung der Reibungsschwingung des Reifens zu beobachten und zu analysieren. Aus den Bildern erkennt man, daß die Reibungsschwingung ab dem Fahrweg von ca. 1100 mm auftritt und über den weiteren Fahrweg angefacht wird. Dies wird folgt begründet. Mit wachsender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Reibkraft zwischen Reifen und Fahrbahn ab und dadurch erhöht sich der Differenz zwischen der Reibkraft und der Rückführkraft des Laufstreifens in der Kontaktzone. Gleichzeitig steigt die Temperatur durch die Wärme, die durch die Reibarbeit und die Dämpfung des Laufstreifens im Reifen entsteht. Mit steigender Temperatur nimmt die Dämpfung des Gummis stark ab. Die dem Laufstreifen zugeführte Energie kann die Dämpfung überwinden und dadurch entsteht die Reibungsschwingung. Durch die weiter abfallende Dämpfung wird die Reibungsschwingung verstärkt.

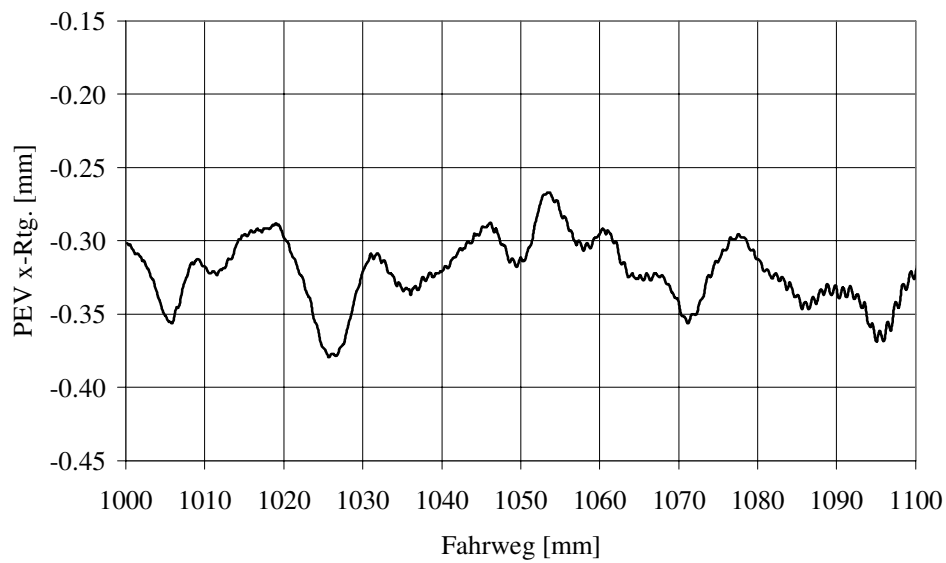


Bild 85: Profilelementverformung x-Rtg. beim Gleiten des Reifens

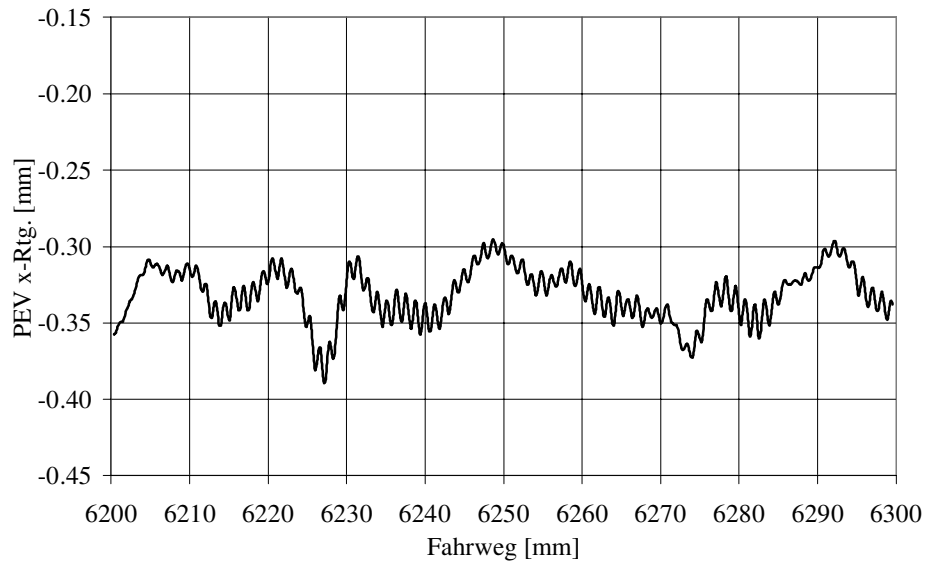


Bild 86: Profilelementverformung x-Rtg. beim Gleiten des Reifens

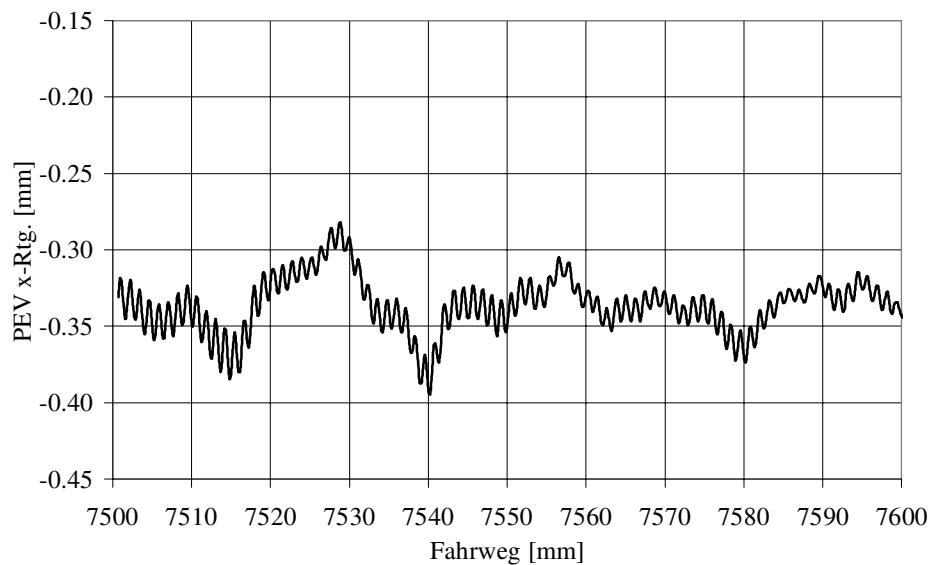


Bild 87: Profilelementverformung x-Rtg. beim Gleiten des Reifens

Bei der Messung konnte das laute Quietschen des Reifens gehört werden. In **Bild 88** ist das Spektrum der Profilelementverformung in x-Richtung beim Gleiten des Reifens dargestellt. Im Bild erkennt man, daß die Reibungsschwingung eine Eigenfrequenz von ca. 1860 Hz besitzt. Diese hohe Eigenfrequenz konnte auch im Signal des mitaufgezeichneten Schalldruckes im Fahrerraum gefunden werden.

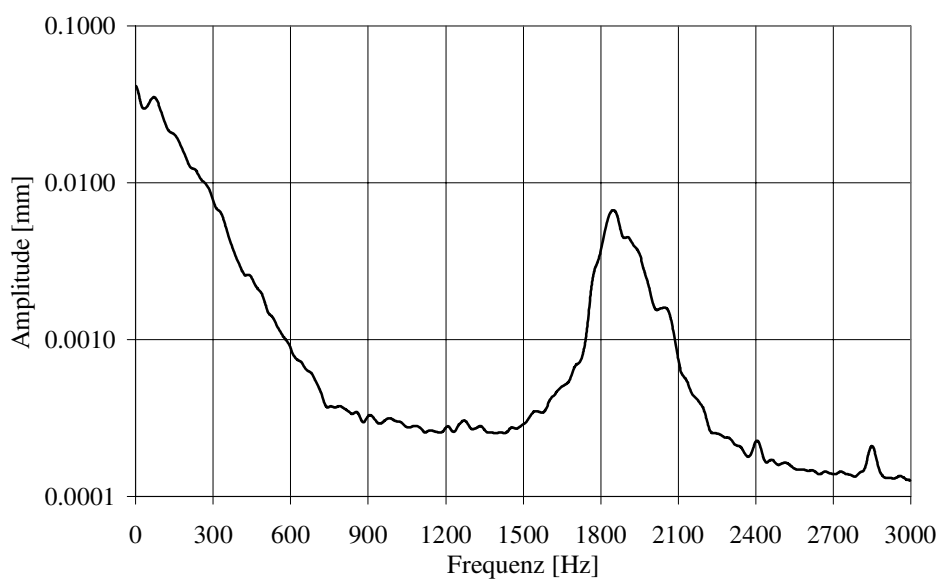


Bild 88: Das Spektrum der Profilelementverformung in x-Rtg. beim Gleiten des Reifens

6.1.2.2 Fahrbahneinfluß

Wie in Kapitel 6.1.2.1 und Kapitel 4.2.2.1 gezeigt, verläuft die Reibungsschwingung des Reifens wie eine ungedämpfte Schwingung. Die Frequenz der Reibungsschwingung wird durch die viskoelastischen Eigenschaften des Gummis und die Gestaltungen der Profilelemente sowie die Fahrbahntextur bestimmt. Die viskoelastischen Eigenschaften des Gummis, die mit Speicher- und Verlustmodul charakterisiert werden (s. Kapitel 1.2.1.1), sind Grundlagen für die Reibungsschwingung des Laufstreifens. Nach der Berechnung von Fink [35] sind die Eigenfrequenzen der von ihm untersuchten Gummiprobe sehr stark abhängig von ihren Abmessungen. Die Kontakttiefen der Fahrbahntextur bilden eine Randbedingungen für diese Reibungsschwingung und beeinflussen die Eigenfrequenz der Reibungsschwingung.

In Kapitel 4.2.2.1 wurde die Reibungsschwingung mit dem Reifensensor beim ABS-Bremsen auf der trockenen Fahrbahn C erfaßt, während sie wegen der geringen Reibung auf der nassen Fahrbahn A nicht auftrat. Damit die Reibungsschwingung des Reifens beim ABS-Bremsen auf der Fahrbahn A entstehen und der Fahrbahneinfluß damit untersucht werden konnte, wurde die ABS-Bremsung aus 75 km/h weiter mit dem gleichen Versuchsfahrzeug und dem Versuchsreifen auf der leicht feuchten Fahrbahn A durchgeführt. Die aus dem Fenster von 70 bis 10 km/h gerechnete mittlere Bremsverzögerung liegt bei $8,4 \text{ m/s}^2$ auf der feuchten Fahrbahn A, während bei $7,5 \text{ m/s}^2$ auf der nassen Fahrbahn A und bei $9,5 \text{ m/s}^2$ auf der trockenen Fahrbahn C. Das Ergebnis zeigt, daß die Reibungsschwingung beim ABS-Bremsen auf der feuchten Fahrbahn A auch vorkommt und ihre zeitliche Schwingungsform ähnlich wie auf der trockenen Fahrbahn C, s. Kapitel 4.2.2.1. Um den Fahrbahneinfluß zu entdecken, werden die Profilelementverformungen im Frequenzbereich analysiert. In **Bild 89** sind die Frequenzanalysen der Profilelementverformungen des Reifens, die mit dem Reifensensor beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf den Fahrbahnen A und C gemessen wurden, aufgetragen. Im Bild ist zu sehen, daß die Frequenzen der Reibungsschwingungen auf den beiden Fahrbahnen unterschiedlich sind und ihre Differenz ca. 100 Hz beträgt. Dies kann auf die unterschiedlichen Fahrbahntexturen und Reibwerte zurückgeführt werden. Wie in **Bild 14** und **Bild 16** gezeigt, ist Fahrbahn A fein und C rau. Die Fahrbahn C hat höhere Amplituden in der Verteilung der Wellenlängen, s. **Bild 27**. Dies bedeutet, daß die Kontakttiefen der Fahrbahn C im Reifen größer sind als bei der Fahrbahn A. Die Kontakttiefen verhindern die Reibungsschwingung des Laufstreifens und die gespeicherte Energie im Laufstreifen wird entnommen. Außerdem wird diese Reibungsschwingung auf der Fahrbahn C auch durch den höheren Reibung verhindert. Deshalb

soll die Frequenz der Reibungsschwingung auf der Fahrbahn C kleiner sein als die auf der Fahrbahn A, wie in **Bild 89** zu sehen ist.

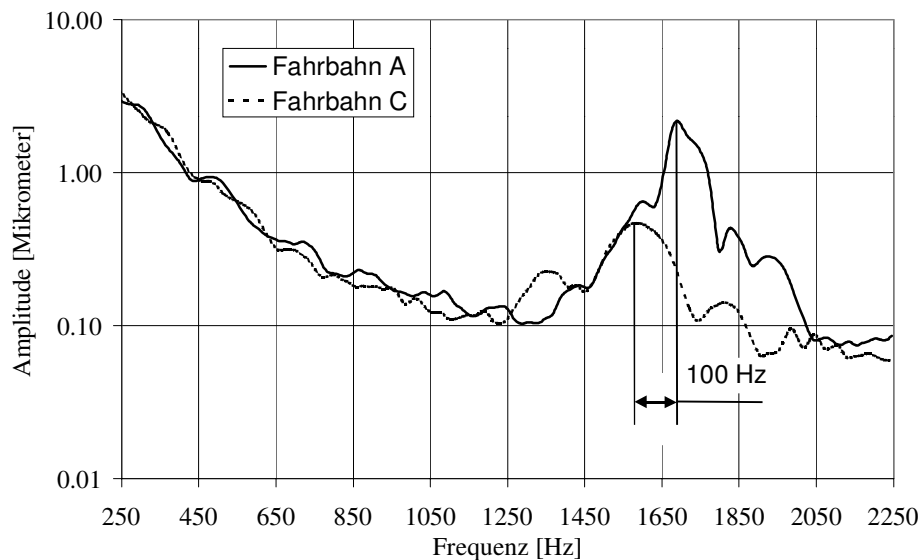


Bild 89: Frequenzanalyse der Reibungsschwingungen des Profilelements des Reifens beim ABS-Bremsen aus 75 km/h auf zwei verschiedenen trockenen Fahrbahnen

6.2 Geräusch des Pkw-Reifens

6.2.1 Reifengeräusch und Profilelementbewegung

Wie in den Arbeiten von Eberspächer [29] und Iwao [55] gezeigt, spielen die Schwingungen der Profilelemente bei der Entstehung des Reifengeräusches eine große Rolle. Dies wurde durch neueste Forschungsergebnisse bestätigt [51]. Aber die Einflüsse der Bewegungen der Profilelemente in der Kontaktzone sind mangels eines geeigneten Werkzeuges noch nicht ganz klar. Der Reifensensor und der Profilrillensensor ermöglichen die Messungen der Bewegungen der Profilelemente und werden deshalb hier für die Untersuchung der Zusammenhänge zwischen dem Reifengeräusch und den Bewegungen der Profilelemente eingesetzt. Dafür kam der in Kapitel 4.1 verwendete Versuchsreifen weiter zum Einsatz. Die Einbauorte der Sensoren findet man in **Bild 90**.

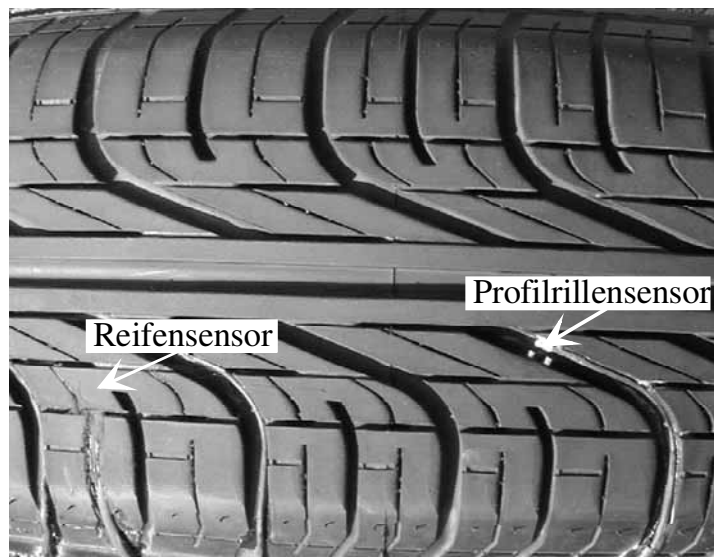


Bild 90: Versuchsreifen für die Untersuchung des Reifengeräusches

Die Messungen des Reifengeräusches wurden in Zusammenarbeit mit Herrn Dipl.-Ing. Hans Olms auf dem trockenen Taxiway der Teststrecke des *fzd* in Griesheim durchgeführt, wobei der mit der in dieser Arbeit entwickelten Reifensensorik ausgerüstete Versuchsreifen (s. **Bild 90**) und der in seiner Arbeit entwickelte Reifengeräuschmeßanhänger MARGA (s. Kapitel 3.6) eingesetzt wurden. Die vier Mikrofone befinden sich um den Meßreifen herum, s. **Bild 91**. Die Radlast war bei den Messungen 3500 N, der Reifeninnendruck 2 bar, Schräglaufwinkel und Sturz 0°. Um die Signale mit einer hohen Abtastfrequenz von 20 kHz erfassen zu können, mußten die Kanäle der Signale begrenzt werden. Deshalb wurden nur die Signale der Mikrofone vorne und hinten links, eines Reifensensors und eines Profilrillensensors (s. **Bild 90** und **Bild 91**) gleichzeitig aufgezeichnet, wobei die Signale der Sensoren im Reifen durch einen Schleifring zum Erfassungssystem übertragen werden. Die Meßdauer für jede Messung war 3 Sekunden.

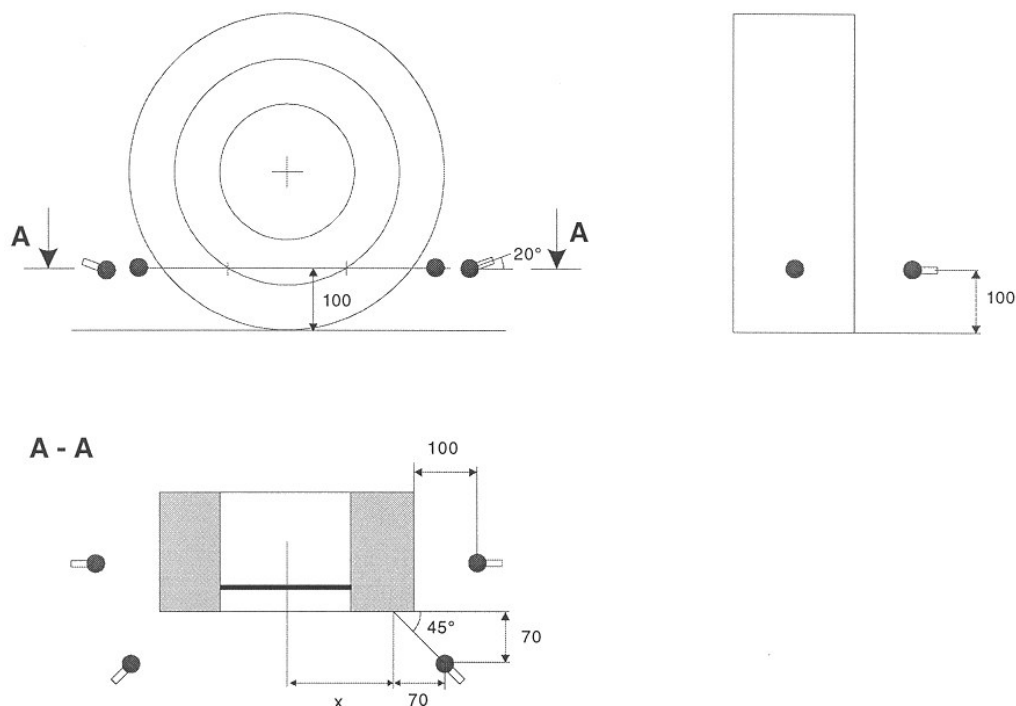


Bild 91: Mikrofonpositionen ($x=131\text{ mm}$) [73]

Die Auswertungen der Meßdaten wurden mit Hilfe von MATLAB[®] durchgeführt. Um das Reifengeräusch im Frequenzbereich mit einer hoher Auflösung analysieren zu können, wurden die Signale mit Spektren der Amplituden ausgewertet, wobei die Welch'sche Methode [109] und Henning-Fenster verwendet wurden. Ein Vorteil der Welch'schen Methode ist, daß Rauschen bei hoher FFT-Länge verringert wird. Dies ist besonders geeignet für eine hohe Auflösung der Frequenz. Bei den Auswertungen wurde eine FFT-Länge von 4096 gewählt, damit eine hohe Auflösung der Frequenz von $20000/4096 = 4,88\text{ Hz}$ bei Abtastfrequenz von 20 kHz erzielt werden konnte.

In **Bild 92** und **Bild 93** sind die Spektren der Schalldrücke der Mikrofone vorne und hinten links bei einer konstanten Fahrtgeschwindigkeit von 50 km/h unter Variation des Bremsmoments dargestellt. Da der Schwerpunkt der Untersuchungen auf den Zusammenhängen zwischen dem Reifengeräusch und den Bewegungen der Profilelemente liegt, werden hier nur Frequenz bis 2500 Hz diskutiert. Beim Freierollen ist im allgemeinen das Spektrum des Schalldruckes des Mikrofons vorne größer als hinten links, besonders im Frequenzbereich ca. von 750 bis 1000 Hz. Aber beim Bremsen erkennt man in **Bild 92** und **Bild 93**, daß sich die Spektren der Schalldrücke der beiden Mikrofone im Frequenzbereich bis zu ca. 550 Hz deutlich erhöhen und hinten links bei einigen Resonanzfrequenzen sogar größer sind als vorne. Aber im

Frequenzbereich ca. von 750 bis 1000 Hz werden die Spektren beim Bremsen etwas kleiner als beim Freierollen. Im Vergleich zum Freierollen verändert sich das Spektrum des Mikrofons vorne ab 1000 Hz beim Bremsmoment von 250 Nm kaum, wird aber hinten links etwas kleiner, während sie beim Bremsmoment 500 Nm größer wird. Diese Verläufe der Spektren können auf die Bewegungen der Profilelemente des Reifens zurückgeführt werden. Dies wird wie folgt mit Hilfe der zeitgleich gemessenen Sensorsignale analysiert.

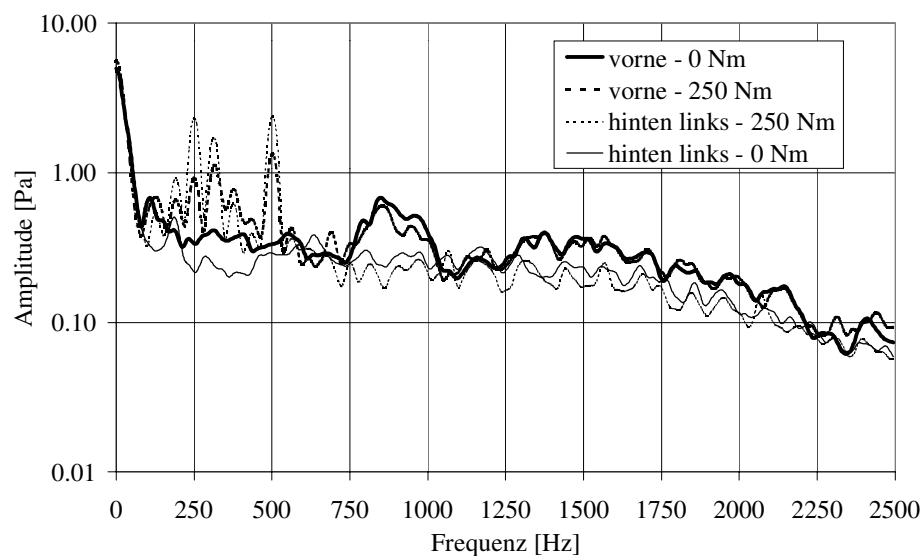


Bild 92: Frequenzanalyse des Schalldruckes der Mikrofone vorne und hinten links bei Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h unter Variation des Bremsmoments 0 Nm und 250 Nm

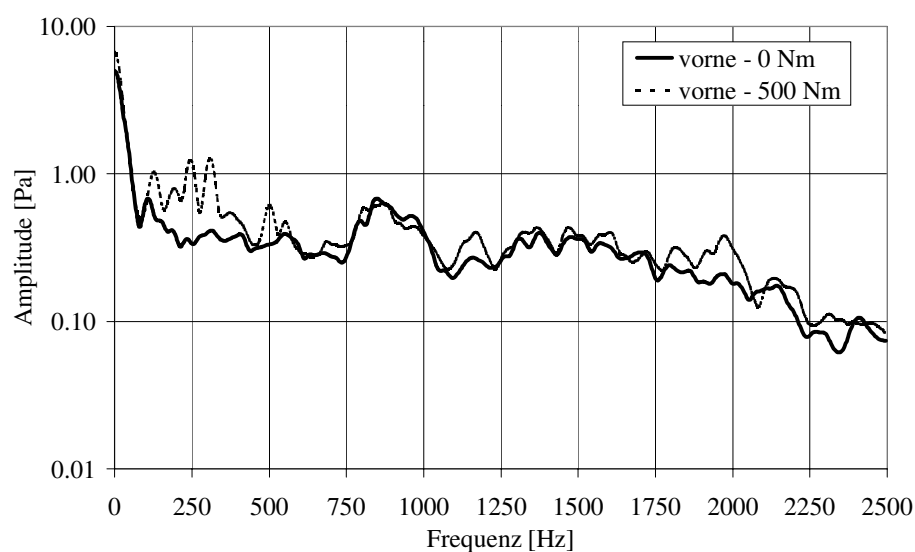


Bild 93: Frequenzanalyse des Schalldruckes der Mikrofone vorne und hinten links bei Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h unter Variation des Bremsmoments 0 Nm und 500 Nm

In **Bild 94** sind die Spektren der Profilelementverformung (PEV), der relativen Verschiebung der zwei Nachbarprofilelemente (RVP) und des Schalldrucks des Mikrofons vorne bei konstanter Fahrtgeschwindigkeit von 50 km/h unter einem Bremsmoment von 250 Nm dargestellt. Hier können die Spektren nur bis ca. 1000 Hz untersucht, da das Rauschen bei höherer Frequenz überwiegt. In **Bild 94** ist zu sehen, daß sich viele Frequenzpeaks des Schalldruckes entweder im PEV- oder RVP-Signal wiederfinden. Wenn PEV und RVP an anderen Profilelementen gemessen würden, könnten mehr Übereinstimmungen der Frequenzpeaks gefunden werden. Daraus kann man folgern, daß die Entstehung des Reifengeräusches in diesem Frequenzbereich hauptsächlich abhängig von den Bewegungen der Profilelemente ist. Wie in **Bild 92** und **Bild 93** ersichtlich, sind die Spektren der Schalldrücke im Frequenzbereich von bis zu 550 Hz beim Bremsen größer als beim Freirollen, da die Bewegungen der Profilelemente beim Aufbau der Bremskraft stärker werden. Dabei richten sich die Verformungen der Profilelemente nach hinten (s. Kapitel 4.2) und deshalb ist das Spektrum des Mikrofons hinten größer als vorne.

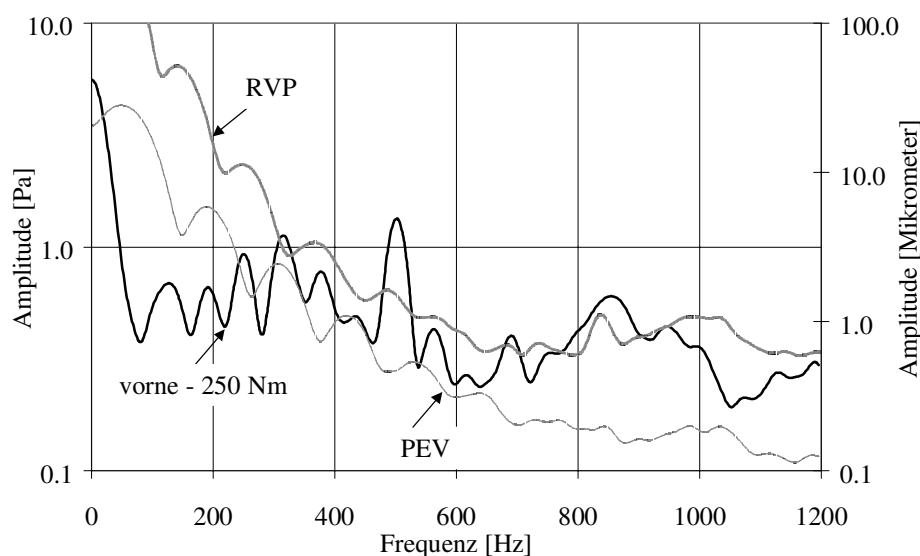


Bild 94: Vergleich der Bewegungen der Profilelemente mit dem Schalldruck des Mikrofons vorne im Frequenzbereich

Im Frequenzbereich von 750 bis 1000 Hz findet man in **Bild 94** die Erhöhungen der Spektren des Schalldrucks vorne und der RVP. Um diesen Zusammenhang zu erklären, wird die RVP folgt näher diskutiert. **Bild 95** zeigt eine relative Verschiebung der zeitgleich gemessenen RVP bei konstanter Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h unter Bremsmoment von 250 Nm. Der negative Wert bedeutet, daß sich die beiden Profilelemente annähern. Man erkennt, daß der

Abstand der zwei Nachbarprofilelemente zunächst größer und dann kleiner wird, noch bevor das zweite Profilelement auf der Fahrbahn auftrifft. Dies kann auf die Abplattung des Reifens und die Längen und die Gestaltungen der Profilelemente zurückgeführt werden. In **Bild 96** ist die aus **Bild 95** berechnete Beschleunigung aufgetragen. Beim Auftreffen des zweiten Profilelements auf die Fahrbahn tritt eine hohe relative Beschleunigung von ca. 27g auf, s. **Bild 96**. Anschließend verringert sich dieser Abstand weiter und erreicht seinen maximalen Wert ca. in der Mitte der Kontaktzone. Die genaue Position des maximalen Wertes ist abhängig von den Längen und den Gestaltungen dieser zwei Profilelemente sowie dem Bremsmoment. Wenn das erste Profilelement die Fahrbahn zu verlassen beginnt, vergrößert sich der Abstand wieder. Beim Verlassen des zweiten Profilelements schnappt es in der freien Luft aus und entsteht eine höhere Beschleunigung von ca. 37g. Der weitere Verlauf des Abstandes wird durch die abplattungsbedingten Verformungen und die Gestaltung der Profilelemente bestimmt. Die durch den Aufschlag entstehende Beschleunigung des Profilelements und die dadurch verstärkte Luftbewegungen im Einlaufbereich des Reifens erhöhen den Pegel des Reifengeräusches, z.B. hat das Spektrum des Mikrofons vorne eine Erhöhung im Frequenzbereich von 750 bis 1000 Hz, s. **Bild 92** und **Bild 93**. Deshalb kann gefolgert werden, daß das Reifengeräusch in diesem Frequenzbereich durch den Aufschlag des Reifens und das Zusammenwirken Luft / Fahrbahn im Einlaufbereich verursacht wird.

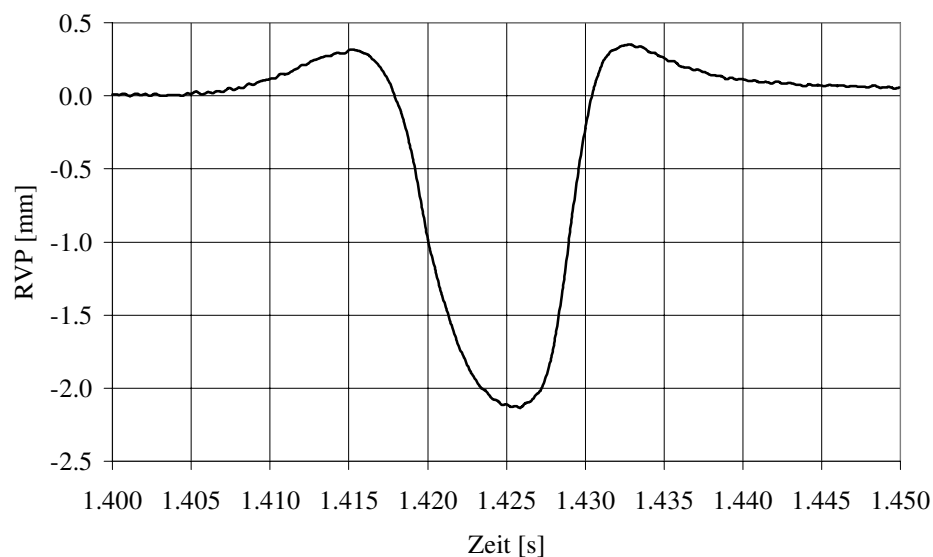


Bild 95: Die relative Verschiebung der zwei Nachbarprofilelemente bei konstanter Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h unter Bremsmoment von 250 Nm

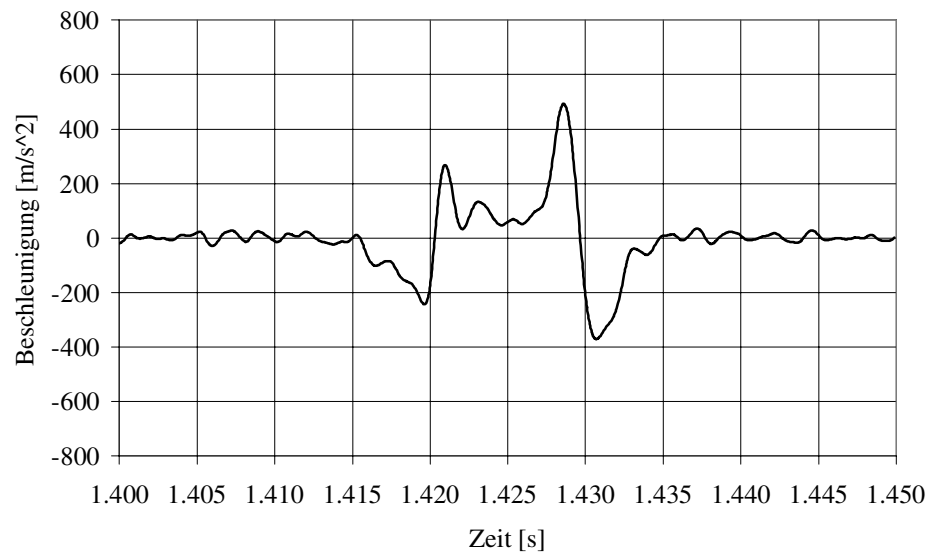


Bild 96: Die berechnete Beschleunigung der RVP aus **Bild 95**

Wie in **Bild 92** und **Bild 93** gezeigt, werden die Spektren der Schalldrücke im Frequenzbereich von 1000 bis 2250 Hz nur unter dem großen Bremsmoment größer. Beim großen Bremsmoment kann der Laufstreifen neben den elastischen Verformungen auch gleiten. Deshalb wird diese Erhöhung der Schalldrücke in diesem Frequenzbereich auf die Reibungsschwingungen in der Oberfläche des Laufstreifens zurückgeführt. Dieser Frequenzbereich spiegelt die Eigenfrequenzen der Profilelemente wider, die nicht nur von der Gummimischung, sondern auch von der Gestaltung der Profilelemente des Reifens sowie deren Randbedingungen (z.B. Fahrbahtextur) abhängig sind, s. Kapitel 6.1.2.

6.2.2 Air-Pumping und Luftresonanz in Profilrillen

Neben den Reifenschwingungen spielen Air-Pumping und die Luftresonanz in Profilrillen eine wichtige Rolle bei der Entstehung des Reifengeräusches, s. Kapitel 1.2.3. Allerdings liegen deren Einflüsse im höheren Frequenzbereich [29].

Air-Pumping und die Luftresonanz in Profilrillen werden durch die Volumenänderungen der Profilrillen des Reifens beim Kontaktieren Reifen / Fahrbahn verursacht. Die Volumina der Profilrillen bilden sich aus den Kanten der Profilelemente, dem Profilgrund und der Fahrbahn. Bei der Fahrt verändern sie sich durch die Verformungen des Laufstreifens, durch die

Abplattung des Reifens und auch durch die Längskräfte. Die Bestimmung der zeitlichen Änderungen der Volumina ist eine Voraussetzung für die Erklärung von Air-Pumping und Luftresonanz.

Dafür wurde ein Profilrillensensor in dieser Arbeit entwickelt, s. Kapitel 3.2.2. Wie in **Bild 95** beispielhaft gezeigt, vergrößert sich dieser Abstand zunächst, dann wird er kleiner und schließlich wieder größer. Entsprechend wird die Luft in die Profilrillen herein gepumpt, dann gepreßt in der Kontaktzone und schließlich beim Abheben der Profilelemente aus den Profilrillen heraus gepumpt. Während die Luft beim Einlauf des Reifens herein und beim Auslauf heraus gepumpt, entsteht Geräusch, wobei die Luft noch durch impulsförmige Stöße angeregt wird, s. **Bild 96**. Beim Durchlauf durch die Kontaktzone wird die gepreßte Luft durch die Fahrbahntextur und die Bewegungen der Profilelemente und des Profilgrundes weiter zu Schwingungen angeregt. Diese Bewegungen erzeugen ebenfalls Geräusche und können zur Luftresonanz in den Profilrillen führen. Dabei können die Profilelemente auch durch die Bewegungen der Luft angeregt werden. Abhängig von der Fahrbahntextur führt diese Luftresonanz zu den verschiedenen Geräuschen. Zur Verminderung der Luftresonanz soll z.B. die Luft durch die Fahrbahntextur entweichen [78].

Um einen kompletten Überblick über die Änderungen der Profilrillen des Laufstreifens zu erhalten, sollten auch die Verformungen im Profilgrund gemessen werden. Dafür wird eine Variation des Reifensensors der 2. Generation entwickelt. Der Aufbau des Reifensensors der 2. Generation findet sich in Kapitel 1.2.2. Der Reifensensor befindet sich wie immer in der Innenseite des Reifens, aber der Magnet wurde direkt auf den Profilgrund geklebt. In **Bild 97** ist der Versuchsreifen mit dem geklebten Magneten gezeigt.

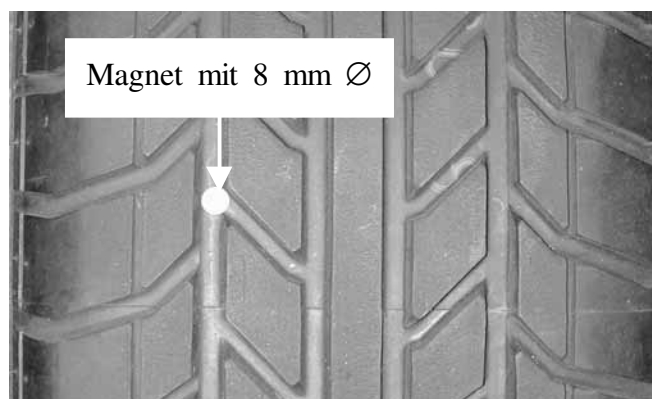


Bild 97: Versuchsreifen mit der neuen Anordnung des Magneten

Die Messungen wurden auf dem fachgebietseigenen Flachbahnprüfstand EFA [100] durchgeführt. Das Flachband wird vorgespannt und läuft über zwei Riemmentrommeln um. Im Bereich der Radaufstandsfläche wird das Flachband durch 5 Walzen mit einem Durchmesser von 50 mm in einem Achsabstand von 52 mm unterstützt, s. **Bild 98**.



Bild 98: Radabstützung des Flachbahnprüfstandes EFA

Bei der Messung wurde die Radlast von 3500 N über Gewichte aufgebracht und der Reifeninnendruck betrug 2,5 bar. Die Fahrgeschwindigkeit betrug ca. 20 km/h. In **Bild 99** sind die Verformungen des Profilgrundes in den drei Raumrichtungen dargestellt. Die Anregungen durch die im Reifenlatsch befindlichen Walzen finden sich in der Verformung in z-Richtung wieder. Diese Verformungen sind ähnlich wie die Profilelementverformungen, die in der Arbeit von Bachmann [3] mit dem Reifensensor der 2. Generation bei den gleichen Versuchsbedingungen gemessen wurden, aber die Verformung in z-Richtung ist positiv. Diese positive Verformung deutet auf eine Vergrößerung des Abstandes zwischen dem Sensor und dem Magneten hin. Durch solche Verformungen wird die Luft in den Profilrillen wieder zur Geräuscherzeugung angeregt.

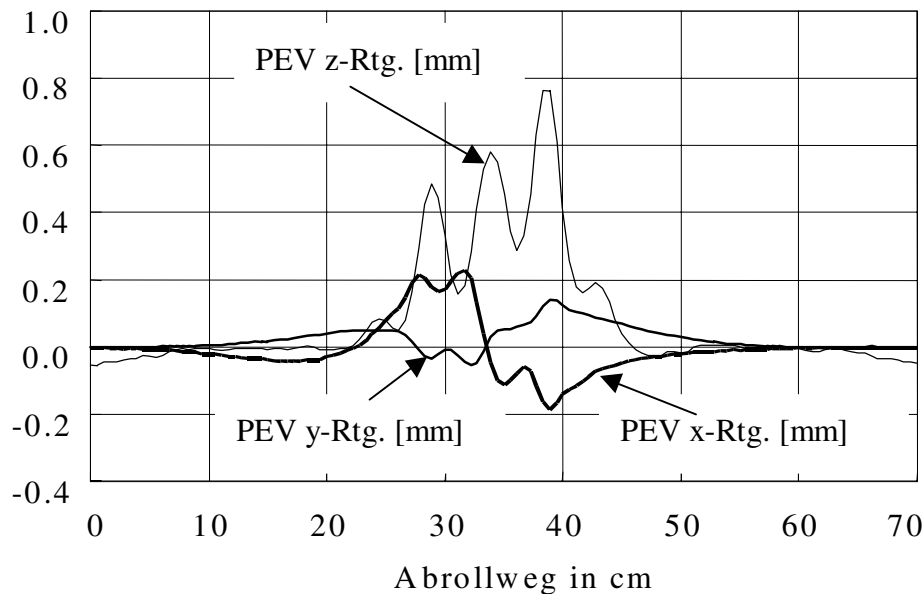


Bild 99: Verformungen des Profilgrundes in den räumlichen Richtungen

Aus den obigen Messungen ist ersichtlich, daß sich die Volumina der Profiltrillen im Laufstreifen beim Einlauf, Durchlauf der Kontaktzone und beim Auslauf des Reifens verändern. Dadurch werden die Bewegungen der Luft erzeugt. Aber für die genaueren Zusammenhänge zwischen den Luftbewegungen und dem Geräusch sind spezielle theoretische Überlegungen und Meßtechnik (z.B.: miniaturisierte Drucksensoren und Mikrofone) erforderlich.

6.3 Fazit

Bei der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn werden neben den für die Fahrdynamik erforderlichen Kräften auch Schwingungen und Geräusche des Reifens erzeugt. Für die weitere Untersuchung der Entstehung der Reibungsschwingung wurde eine neue Methode entwickelt, wobei der Versuchsreifen aus dem Stillstand gleitend gezogen wurde und die Profilelementverformungen mit dem Reifensensor gemessen wurden. Für die Erklärung der Entstehung des Reifengeräusches wurden die Schalldrücke, die Profilelementverformungen und die relative Verschiebung der zwei Nachbarprofilelemente mittels des Geräuschmeßanhängers unter Variation des Bremsmoments zeitgleich gemessen. Außerdem wurde eine neue Variante des Reifensensors der 2. Generation dargestellt, um die Verformungen des Profilgrundes des Reifens für die Erklärung der Luftresonanzen in den Profiltrillen zu messen.

Aus der Analyse der Meßergebnisse werden folgende Ergebnisse, die nach Auffassung des Verfassers zumindest qualitativ für die heutigen Pkw-Reifen gelten, erzielt:

- Die Entstehung der Reibungsschwingung des Reifens ist nicht nur von der Abnahme des Reibwerts in der μ -s-Kurve, sondern auch vom maximalen Reibwert und der Gleitgeschwindigkeit abhängig.
- Der Bremsdruckabbau beim ABS-Bremsen begünstigt die Entstehung der Reibungsschwingung des Reifens.
- Die Fahrbahntextur hat einen starken Einfluß auf die Eigenfrequenz der Reibungsschwingung des Reifens.
- Die Bewegungen der Profilelemente sind hauptsächlich verantwortlich für das Reifengeräusch im niedrigen Frequenzbereich, z.B. bei 50 km/h bis ca. 550 Hz für den Versuchsreifen. Beim Bremsen ist der Schalldruck des Reifens deutlich höher in diesem Frequenzbereich und der Schalldruck am Latschende ist größer als der im Latschanfang bei den meisten Frequenzpeaks.
- Der Aufschlag des Reifens auf die Fahrbahn und die dadurch veränderte Luftbewegungen im Einlaufbereich spielen eine wichtige Rolle bei der Entstehung des Reifengeräusches, z.B. wurde bei 50 km/h eine deutliche Erhöhung des Schalldruckes des vorderen Mikrofons in Frequenzbereich von 750 bis 1000 Hz für den Versuchsreifen gemessen.
- Das Geräusch des Versuchsreifens im Frequenzbereich ca. von 1000 bis 2250 Hz wird auf die Eigenfrequenzen der Profilelemente bzw. die Reibungsschwingungen zurückgeführt.
- Air-Pumping und Luftresonanz werden durch die Volumenänderungen der Profilirillen und die Fahrbahntextur beim Rollen des Reifens verursacht. Zwei in der Arbeit entwickelte Meßverfahren leisten einen Beitrag zum Verständnis von Volumenänderungen der Profilirillen.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten die weiteren quantitativen Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente, der Fahrbahntextur und dem Air-Pumping sowie der Luftresonanz nicht vertiefend untersucht werden.

7 Ausblick

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit war die weitere Entwicklung von Meßverfahren für experimentelle Untersuchungen der Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn. Der weiterentwickelte Reifensensor zeigte dessen höhere Empfindlichkeit bei der Erkennung des Reibungszustandes zwischen Reifen und Fahrbahn. Der Profilrillensensor kann den Aufschlag beim Einlauf des Reifens und das Ausschnappen beim Auslauf sowie die relative Verschiebung zweier Nachbarprofilelemente sensieren. Die neue Variante des Reifensensors der 2. Generation ermöglicht die Messung der Verformungen des Profilgrundes. Mittels des topometrischen Verfahrens kann man die flächenhafte Information über die Fahrbahntextur erhalten. Diese Methoden legen die Grundlagen für die weiteren Forschungen zur Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn. Aus den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen werden folgende Vorschläge für weitere Forschungen gemacht:

Berechnung der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn besteht hauptsächlich aus der Adhäsions- und Hysteresereibung. Die Adhäsionsreibung resultiert aus der molekularen Wechselwirkung, während die Hysteresereibung beim Zusammenspiel zwischen Reifen und Fahrbahntextur entsteht. Die Messungen mit dem Reifensensor in Kapitel 4.2.2 zeigen, daß sich das Profilelement beim Bremsen zunächst rein elastisch verformt und dann signifikant lokal gleitet. Die rein elastischen Verformungen beschreiben die Adhäsionsreibung, während das lokale Gleiten die Hysteresereibung verursacht. Mit Hilfe der elastischen Verformungen der Profilelemente kann die Adhäsionsreibung simuliert werden. Bei der Untersuchung der Hysteresereibung muß die Fahrbahntextur berücksichtigt werden. Das topometrische Verfahren ermöglicht die Messung der Mikro- und Makrotextur in einer Fläche. Damit ist die Berechnung der Hysteresereibung möglich. Dafür sollten zunächst die Eindringtiefen der Fahrbahntextur unter Berücksichtigung der viskoelastischen Eigenschaften des Gummis in der ganzen Kontaktfläche, z.B. mittels FEM, bestimmt werden. Beim Rollen des Reifens mit einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit wird Energie verbraucht, um diese Eindringtiefen durch Verformungen der Oberfläche des Laufstreifens zu überwinden. Die dafür verbrauchte Energie ist verantwortlich für die Hysteresereibung und kann weiter mittels FEM unter den Randbedingungen der Eindringtiefen der Fahrbahntextur berechnet werden.

Verbesserung des ABS-Regelungsalgorithmus. Die Regelgrößen der heutigen ABS-Regelung basieren auf den Raddrehzahlen der vier Rädern. Aber die daraus abgeleiteten Regelgrößen können die Reibungszustände zwischen Reifen und Fahrbahn nicht optimal erkennen. Die Untersuchungen in dieser Arbeit zeigen, daß die mit dem neu entwickelten Reifensensor gemessenen Signale die Reibungszustände zwischen Reifen und Fahrbahn beim ABS-Bremsen gut widerspiegeln können. Deshalb können die Regelgrößen der ABS-Regelung prinzipiell aus den Sensorsignalen abgeleitet werden. Hier werden die Amplitude, die Geschwindigkeit der elastischen Verformung im Anfang der Kontaktzone und deren Anteil am gesamten Fahrweg des Reifenlatsches als Regelgrößen für die ABS-Regelung vorgeschlagen. Deren Gültigkeit soll weiter experimentell untersucht werden. Da die Anzahl von Reifensensoren nicht beliebig hoch gewählt werden kann, kann auf die Sensoren zur Drehzahlerfassung beim Entwurf der ABS-Regelung nicht verzichtet werden. Die Kombination zwischen den Signalen des Reifensensors und der Drehzahlsensoren für eine ABS-Regelung soll auch weiter untersucht werden.

Basierend auf den Erkenntnissen mit dem Reifensensor beim ABS-Bremsen könnte der Reifensensor auch für die Verbesserung des ESP eingesetzt werden, da der Reifensensor die Verformung des Profilelements in y-Richtung messen kann.

Air-Pumping, Luftresonanz in Profilirillen. Wie sie an der Entstehung des Reifengeräusches teilnehmen, ist noch nicht ganz klar. Die beiden Phänomene werden durch die Bewegungen der Luft verursacht. Aber deren Simulation konnte nicht genau durchgeführt werden, da die benötigten Randbedingungen nicht bestimmt werden konnten. Die in dieser Arbeit entwickelte bzw. verwendete Meßtechnik liefert die Möglichkeit, diese Randbedingungen, z.B. die Fahrbahntextur in einer Fläche, die Verformungen des Profilgrundes sowie die Änderung des Abstandes der zweier gegenüberliegender Profilelemente, zu bestimmen. Damit können die Bewegungen der Luft mit Hilfe der Strömungslehre beschrieben und simuliert. Durch diese Simulation kann die Gestaltung der Profilelemente optimiert werden, damit das Reifengeräusch verringert werden kann.

8 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn beim Bremsen experimentell untersucht. Hierzu gehören Messungen und Interpretation der dynamischen Kraftschlußbeanspruchung, der Profilelementbewegungen und des Geräusches des Pkw-Reifens beim Bremsen sowie der Fahrbahntextur.

Die Entwicklung bzw. Anpassung der geeigneten Meßtechnik dafür ist ein Schwerpunkt dieser Arbeit. Der Darmstädter Reifensensor wurde bezüglich der Miniaturisierung und der Empfindlichkeit weiter entwickelt. Durch die neue Anordnung des Reifensensors und des kleinen Magneten wird die örtliche Auflösung erhöht. Ein Profilrillensensor wurde zusätzlich für die Erklärung der Entstehung des Geräusches des Reifens entwickelt. Ein universales Erfassungssystem für die zeitgleiche Messung der Signale des Reifensensors bzw. Profilrillensensors, der Kraftmeßnabe sowie der Mikrofone wurde realisiert.

Sowohl die quasistationären Untersuchungen auf dem Prüfstand als auch die dynamischen Untersuchungen beim ABS-Bremsen auf realen Fahrbahnen zeigen, daß die mit dem neuen Reifensensor gemessenen Profilelementverformungen den Reibungszustand zwischen Reifen und Fahrbahn gut widerspiegeln können. Die Bremskraft wird zunächst durch die elastischen Verformungen der Profilelemente am Anfang des Reifenlatsches wesentlich aufgebaut. Beim hohen Bremsschlupf bzw. der hohen Gleitgeschwindigkeit kann die Reibungsschwingung des Laufstreifens des Reifens auftreten. Der Bremsdruckabbau der ABS-Regelung begünstigt die Entstehung dieser Reibungsschwingung. Die Eigenfrequenz der Reibungsschwingung ist auch abhängig von der Fahrbahntextur und dem Reibwerts.

Die Zusammenhänge zwischen den Bewegungen der Profilelemente und dem Reifengeräusch wurden auch untersucht. Die aus den mit dem Profilrillensensor gemessenen Signalen berechneten Beschleunigungen der Profilelemente zeigen deutlich den Aufschlag beim Einlauf des Reifens und das Ausschnappen beim Auslauf. Durch die gemessenen Bewegungen der Profilelemente läßt sich die Entstehung des Reifengeräusches in einigen Frequenzbereichen gut erklären. Um die Mechanismen der Entstehung des Reifengeräusches weiter zu erklären, sollten die anderen Mechanismen, z.B. Air-Pumping und Luftresonanz, weiter erforscht werden unter Berücksichtigung der Volumenänderung der Profilrillen und der Fahrbahntextur, wofür Meßtechnik in dieser Arbeit entwickelt bzw. eingesetzt worden ist.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Bachmann, T.: Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Straße. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 286, VDI Verlag, Düsseldorf 1996
- [2] Bachmann, T.: Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 360, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [3] Bachmann, V.: Untersuchungen zum Einsatz von Reifensensoren im Pkw-Reifen. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 381, VDI Verlag, Düsseldorf 1999
- [4] Bachmann, V.; Fach, M.; Breuer, B.: Future Car Tires as Provider of Information for Vehicle Systems to enhance Primary Safety. SAE-Paper 981944
- [5] Badel, F.: Footprint-Physics. Interner Bericht der Continental AG, 1993 (unveröffentlicht)
- [6] Banerjee, A. K.: Influence of kinetic friction on the critical velocity of slip-slick motion. Wear 12 (1968)
- [7] Bartenev, G. M.: On the theory of dry friction of rubber. Doklady Akad. Nauk. SSSR 96 (1954)
- [8] Becherer, Th.: The Sidewall Torsion Sensor System. In Breuer, B.: 2. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 362, VDI Verlag, Düsseldorf 1998
- [9] Böhm, F.: Zur Mechanik des Luftreifens. Habilitationsschrift, TH-Stuttgart, 1966
- [10] Böhm, R., Bergmann, M., Jennewein, M.: Untersuchung der Abstrahlbedingungen von Reifen-Fahrbahn-Kombinationen. Fortschritte der Akustik, 10. Gemeinschaftstagung, Deutsche Arbeitsgemeinschaft für Akustik (DAGA), Berlin 1984
- [11] Bowden, F. P. and D. Tabor: The friction and lubrication of solids. Oxford University Press, Oxford 1950
- [12] Brandt, M.; V. Bachmann, A. Vogt, M. Fach, K. Mayer, B. Breuer und H.-L. Hartnagel: Highly sensitive AlGaAs-GaAs Position Sensors for Measurement of Tire Tread Deformation. Nummer 8 Vol. 34 Electronic Letters April 1998, IEE London
- [13] Braun, H.: Untersuchung von Fahrunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse. Dissertation TU Braunschweig, 1969
- [14] Breuckmann, B.: Bildverarbeitung und optische Meßtechnik in der industriellen Praxis. Franzis Verlag, München 1993
- [15] Breuer, B., Barz, M., Gruber, S., Semsch, M., Strothjohann, Th., Xie, Ch.: The Mechatronic Vehicle Corner of Darmstadt University of Technology – Interaction and Cooperation of a Sensor Tire, New Low-Energy Disc Brake and Smart Wheel

- Suspension. Seoul 2000 FISTA World Automotive Congress, Paper F2000G281, Juni 2000
- [16] Breuer, B., U. Eichhorn and J. Roth: Measurement of Tyre/Road-Friction ahead of the car and inside the Tyre. Proceedings AVEC ' 92, Yokohama 1992, Paper 062
- [17] Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I. TU Darmstadt, 1994
- [18] Bschorr, O., Wolf, A.: Reifenschwingungen als Ursache von Lärm und Rollwiderstand. Automobil-Industrie 4/82
- [19] Chiesa, A., Oberto, L., Tamburini, L.: Transmission of Tyre Vibrations. Automobile Engineer, 12/1964
- [20] Chiesa, A.: Vibrational Performance Differences between Tires with cross-biassed Plies and radial Plies. SAE Paper No. 990B, 1/1965
- [21] Chudalla, M., Sander, K.: Entwicklung eines Verfahrens zur optischen Vermessung von Fahrbahnoberflächen in Prüfständen. Bundesanstalt für Straßenwesen, Bergisch Gladbach, Juli 1994
- [22] Clark, S. K., Mechanics of Pneumatic Tires. US Department of Transportation, Washington DC., USA, 1982
- [23] Conant, F. S., Liska, J. W.: Friction studies on rubberlike materials. Rubb. Chem. Techn. 33 (1960)
- [24] Dang, T. H.: Integrierter Hallsensor für den Einbau im Autoreifen. Studienarbeit, Institut für Hochfrequenztechnik der TU Darmstadt, 1996 (unveröffentlicht)
- [25] Denker, D.: Reifenabrollgeräusche und Gleitbeiwerte von profilierten Reifen. Dissertation Uni. Stuttgart, 1980
- [26] Denker, D.: Reifenabrollgeräusche und Gleitbeiwerte von Reifen-Fahrbahn-Kombinationen, Teil 1 und Teil 2. Automobil-Industrie 1 und 3/1978
- [27] Doi, M.: Introduction to Polymer Physics. Oxford University Press, 1997
- [28] Domenichini, L., Fracassa, A., La Torre, F., Loprencipe, G., Ranzo, A., Scalamandrè, A.: Relationship between Road Surface Characteristics and Noise Emission. Proc. 1st International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction – The Noise Emission – Roma, 05/1999
- [29] Eberspächer, R. P.: Zum Einfluß von Reifenschwingungen auf das Geräusch frei rollender Reifen. Dissertation, Uni. Stuttgart, 1993
- [30] Eichhorn, U. und J. Roth: Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Einflußgrößen und Erkennung; In VDI-Berichte Nr. 916: Reifen – Fahrwerk - Fahrbahn, Düsseldorf VDI-Verlag 1991
- [31] El-Sebai, N. A., Watany, M., Saad, A.: Tire/Road Interface Airborne Noise Characteristics Generation. SAE Paper 1999-01-1731

- [32] Elting, D., Fennich, M., Kowalczyk, R. Hellenthal, B.: Fuzzy Anti-Lock Brake System Solution. In Homepage der Firma Intel, <http://developer.intel.com/design/MCS96/DESIGNEX/2351.HTM> 2000, Oktober 2000
- [33] Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 411, VDI Verlag, Düsseldorf 2000
- [34] Fina, E., Willumeit, H.-P.: Radiale Schwingungen von Gürtel-Radialreifen. ATZ 2/1968
- [35] Fink, J.: Beitrag zur Untersuchung des Kraftschlusses von Gummi auf vereisten Oberflächen. Dissertation TU München, 1982
- [36] Firma Bosch: Bremssysteme. Technische Unterrichtung, Ausgabe 94/95
- [37] Firma Continental: Continental Potenziale 2000. Informationsschrift der Firma, 2000
- [38] Fischlei, H.: Untersuchung der Fahrbahnoberflächeneinflüsse auf das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen. Dissertation Uni. Karlsruhe (TH), Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 414, VDI Verlag, Düsseldorf 2000
- [39] Frank, F.: Theorie des Reifenschräglaufs. Dissertation TH Darmstadt, 1965
- [40] Gärtner, H., Lehle, P., Tiziani, H.J., Voland, Ch.: Fringe Projection Using the „Coded Light Approach“. In Homepage des Institutes für Technische Optik der Universität Stuttgart, <http://www.uni-stuttgart.de/ito/>, Oktober 2000
- [41] Geyer, W.: Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere auf nassen Oberflächen. Dissertation TU München, 1971
- [42] Geyer, W.: Der Einfluß geometrischer Reibfläche-Rauheitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi. Automobil-Industrie, 2 und 4/1972
- [43] Grosch, K. A.: The Relation between the friction and visco-elastic properties of rubber. Proc. Royal Soc. 274A (1963)
- [44] Hagedorn, P.: Non-Linear Oscillations. Oxford University Press, 1988
- [45] Harli, Ch. K.: Reibungsschwingungen von Schwingern mit oszillierendem Antrieb. Dissertation RWTH Aachen, 1983
- [46] Hattori, Y., Takahashi, T., Tanaka, A.: An Application of the Adaptive Method for the Sliding Mode Control of the Brake System. AVEC 98, Paper 9837355
- [47] Heinrich G.; Vilgis T. A.: Viscoelastic Hysteresis Friction of Rubber on Fractal Road Surfaces: Molecular Theory and Application. In B. Breuer: Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 285, VDI-Verlag, 1996
- [48] Heinrich, G.; Grave, L.; Stanzel, M.: Material- und reifenphysikalische Aspekte bei der Kraftschlußoptimierung von Nutzfahrzeugreifen. In Das sichere Nutzfahrzeug, VDI Berichte 1188, 1995
- [49] Henry, J. J.: The International Friction Index and Its Application. In Breuer, B.: Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 285, VDI

- Verlag, Düsseldorf 1996
- [50] Henry, J.J. und K. Saito: Skid-Resistance Measurements with Blank and Ribbed Tires and their Relationship to Pavement Texture. Transportation Research Report 946, Washington, D.C. 1983
 - [51] Huber, J.: Gesetzliche Geräuschvorschriften – Szenario mit Blick auf das Reifen-/Fahrbahn-Geräusch. Im Tagungsband des technischen VDA-Kongresses „Nutzfahrzeuge: Treffpunkt Technik, Sicherheit, Energie und Umwelt“. Frankfurt, 28.-29. Sept. 2000
 - [52] Huinink, H. und C. Schröder: Dynamische Interaktion Bremse-Reifen-Straße. In Breuer, B.: XVIII. Internationales μ -Symposium Bremsen-Fachtagung, VDI Fortschritt Berichte Reihe 12 Nr. 373, Düsseldorf 1999
 - [53] Huschek, S.: Kennzeichnung und Auswirkung der Textur von Fahrbahnoberflächen. In Breuer, B.: 2. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 362, VDI Verlag, Düsseldorf 1998
 - [54] ISO 13473-1: Charakterisierung der Textur von Fahrbahnbelägen unter Verwendung von Oberflächenprofilen, Teil 1 Bestimmung der mittleren Profiltiefe (September 1995)
 - [55] Iwao, K., Yamazaki, I.: A Study of the Tire/Road Noise Mechanism. JSAE Paper No. 9535918
 - [56] Kern, W. F.: Probleme der Reifenreibung. Gummi, Asbest und Kunststoffe. 7 und 10/1974
 - [57] Kern, W. F.: Über Verformungsmessungen an Kraftfahrzeugreifen mittels spezieller Dehnungsgeber. ATZ 63 (1961) 2
 - [58] Klei, J.: Rollkontaktstörung infolge Reifenungleichförmigkeit. Dissertation TU Berlin, 1995
 - [59] Klüppel, M., Alshuth, Th., Schuster, R. H.: Theorie der Gummireibung und Traktionseigenschaften von Reifen. In: Breuer, B.: 2. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 362, VDI Verlag, Düsseldorf 1998
 - [60] Koike, H., Fujikawa, T., Oshino, Y., Tachibana, H.: Generation Mechanism of Tire/Road Noise, Part 2: Pipe Resonance in Tread Groove of Tire. Internoise 99, Florida 12/1999
 - [61] Krapf, K. G.: Der elastische Kreisring als Modell für Gürtelreifen. Dissertation TH Darmstadt, 1979
 - [62] Kummer, H. W.; Meyer, E.: New Theory Permits Better Frictional coupling between Tire and Road. FISITA Paper B11, 1966
 - [63] Kummer, H.W.: A unified theory of rubber and tyre friction. Pennsylvania State University, Research Bulletin B94, July 1966
 - [64] Loh, R., Nohl, F.: Mehrkomponenten Radmeßnabe, Einsatzmöglichkeiten und

- Ergebnisse. In VDI-Berichte 741, VDI Verlag, Düsseldorf 1989
- [65] Ludwig, D.: Untersuchung zur Profilelementverformung von Pkw-Reifen auf realer Fahrbahn bei Geradeausfahrt unter besonderer Berücksichtigung von Verschleiß und Reibwert. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 363, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [66] Magnus, K., Popp, K.: Schwingungen. B.G. Teubner Verlag, Stuttgart 1997
- [67] Meyer, E.; Kummer, H. W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. ATZ 9/1964
- [68] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Schwingungen, Band B. Springer-Verlag, 1984
- [69] Moore, D. F.: The friction and lubrication of elastomers. Pergamon Press, Oxford 1972
- [70] Neugebauer, J., V. Grubisic: Ermittlung des Verformungsverhaltens von Reifen im Fahrbetrieb. In VDI-Berichte Nr. 631, 1987
- [71] Neugebauer, J., V. Grubisic: Meßwertaufnehmer zur Erfassung von Oberflächendehnungen und der globalen Verformung von Reifen im Fahrbetrieb. ATZ 90 (1988) 2
- [72] Oertel, Ch.: Untersuchung von Stick-Slip-Effekten am Gürtelreifen. Dissertation TU Berlin, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 147, Düsseldorf VDI-Verlag 1990
- [73] Olms, H.: Untersuchungen zu den Einflüssen auf Reifen-/Fahrbahn-geräusche. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 468, VDI-Verlag, Düsseldorf 2001
- [74] Oppenheim, A.V., Schafer, R.W.: Zeitdiskrete Signalverarbeitung. R. Oldenbourg Verlag, München, 1999
- [75] Persson, B.N.J.: Sliding Friction: Physical Principals and Application, Springer Verlag, Heidelberg, 1997
- [76] PIARC: Optimization of Surface Characteristic. Report to the XVIIIth World Road Congress 1987, Belgium, from the Technical Committee on Surface Characteristics, Permanent International Association of Road Congresses (PIARC), Paris
- [77] Radó, Z.: A study of surface texture and its relationship to friction. Dissertation Pennsylvania State University, 1994
- [78] Reichelt, P.: Reifen-Fahrbahn-Geräusch-Minderungspotentiale. Im Tagungsband des technischen VDA-Kongresses „Nutzfahrzeuge: Treffpunkt Technik, Sicherheit, Energie und Umwelt“. Frankfurt, 28.-29. Sept. 2000
- [79] Reimpell, J., Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. Vogel Buchverlag, 2000
- [80] Richards, T., Charek, L., Scavuzzo, R.: The effects of spindle and patch boundary conditions on tire vibration modes. SAE Paper No. 860243

- [81] Rieger, H.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung. Dissertation TU München, 1968
- [82] Roth, J.: Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlußerkennung am rotierenden Rad. Dissertation TH Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 195, VDI-Verlag, Düsseldorf 1993
- [83] Ruhala, R. J., Burroughs, C. B.: Tire/Pavement Interaction Noise Source Identification Using Multi-Planar Nearfield Acoustical Holography. SAE Paper 1999-01-1733
- [84] Rupp, A., Grubisic, V., Neugebauer, J.: Development of a Multi-Component Wheel Force Transducer – A Tool to Support Vehicle Design and Validation. SAE Paper 930258
- [85] Rupp, A., Grubisic, V.: Zuverlässige und effiziente Erfassung der mehraxialen Fahrbetriebsbelastungen an PKW und LKW. Meßtechnische Briefe von HBM 31 (1995) Heft 1
- [86] Rupp, A.; Grubisic, V.: Erfassung multiaxialer Reifenverformungen unter definierten Fahrbelastungen. In VDI-Bericht 1350, VDI-Verlag Düsseldorf, 1997
- [87] Sanberg, U.; Anund, P.: Measurements of the Macrotecture by VTI Mobile Laser Profilometer in the International PIARC Experiment 1992, VTI notat TF 52-20, Swedish Road and Traffic Research Institute
- [88] Schallamach, A.: Elementary effects in contact area of sliding rubber. Physics of tire traction – theory and experiment. D. F. Hays and A. L. Browne: Symposium at the General Motors Research Laboratories, 1974
- [89] Schallamach, A.: Gummireibung. Gummi Asbest und Kunststoffe, 28(1975)
- [90] Schallamach, A.: Recent Advances in Knowledge of Rubber Friction and Tire Wear. Rubber Chemistry and Technology, Vol 41 (1968)
- [91] Schallamach, A.: The velocity and temperature dependence of rubber friction. Proc. Roy. Soc. (London) 66B (1953)
- [92] Schulze, B.-G.: Automatischer Blockierverhinder (ABV) mit stetiger Druckmodulation – Methodische Untersuchungen zur Erhöhung der Kraftschlußausnutzung am geregelt gebremsten Rad. Dissertation TU Berlin, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 212, VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [93] Shi, X.: Entstehung des Bremsenquietschens. Dissertation TU Braunschweig, Shaker Verlag, 1997
- [94] Stöcker, J., Eyerund, D.: Voruntersuchungen zum dynamischen Verhalten der fzd-Reifensensorik bei einer ABS-Bremung. Fzd-Bericht Nr. 186/94, 1994 (unveröffentlicht)
- [95] Stöcker, J.: Untersuchung lokaler Vorgänge in Pkw-Reifen mittels integrierter Sensorik. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 343, VDI-Verlag,

- Düsseldorf 1997
- [96] Sugai, M., Yamaguchi, H., Miyashita, M., Umeno, T., Asano, K.: New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock Braking System. *Vehicle System Dynamics*, 32 (1999), pp. 299-312
 - [97] Sundaram, S., Hofman, R., Richards, T.: Vibration modes of a tire using MSC/NASTRAN. MSC/NASTRAN Users Conference, Pasadena, California, 03/1985
 - [98] Sundaram, S., Richards, T., Charek, L.: A new tire model for vehicle NVH analysis. SAE Paper No. 870424
 - [99] Taylor, N. C., Bridgewater, A. P.: Airborne road noise source definition. C521/011, ImechE 1998
 - [100] Tiemann, R.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers. Dissertation TH Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 204, VDI Verlag, Düsseldorf 1994
 - [101] Tränkler, H.-R., Obermeier E. (Hrsg.): Sensortechnik. Springer Verlag, 1998
 - [102] Van Zanten, A., Erhardt, R., Lutz, A.: Measurement and Simulation of Transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces. SAE Paper 900210
 - [103] Van Zanten, A.; Ruf, W. D.; Lutz, A.: Measurement and Simulation of Transient Tire Forces. SAE Paper 890640
 - [104] VELOS GmbH: Technische Unterlagen zu VELOS. Darmstadt, 1997
 - [105] Wambold, J. C.; Antle, C. E.; Henry, J. J.; Radó, Z.; Descornet, G.; Gothié, M.; Huschek, S.: International PIARC Experiment to Compare and Harmonize Texture and Skid Resistance Measurement. Final report to the Technical Committee on Surface Characteristics, Permanent International Association of Road Congresses (PIARC), Paris, 1994
 - [106] Weber, R.: Der Kraftschluß von Fahrzeugreifen und Gummiprüben auf vereisten Oberflächen. Dissertation Universität Karlsruhe (TH), 1970
 - [107] Weiblen, W., Hofmann, Th.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers. SAE Paper 980262
 - [108] Weiblen, W., Kockelmann, H., Burkard, H.: Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers (Part II). SAE Paper 1999-01-1037
 - [109] Welch, P.D.: The Use of Fast Fourier Transformation for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms. *IEEE Trans. Audio Electroacoust.* Vol. AU-15, June 1967
 - [110] Williams, M. L.; Landel, R. F.; Ferry, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. *Journal of American Chemical Society* 77 (1955)

- [111] Willumeit, H.-P., Böhm, F.: Wheel Vibrations and Transient Tire Forces. *Vehicle System Dynamics*, 24 (1995), pp. 525-550
- [112] Wolf, H.: Schnelle 3-dimensionale Bilderfassung mit dem codierten Lichtansatz. In *VDI Berichte 939*, VDI Verlag, Düsseldorf 1992
- [113] Zegelaar, P. W. A.: The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses. *Dissertation Delft University of Technology*, 1998
- [114] Zhang, T.: Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeug – Fahrwerksysteme. *Dissertation TU Berlin*, 1991

Lebenslauf

Name: Chunyang Xie

Geburtstag u. -ort: 22. April 1965 in Guizhou / VR. China

Staatsangehörigkeit: chinesisch

Familienstand: verheiratet, ein Kind



Ausbildung:

09/1972 – 07/1977: Grundschule

09/1977 – 07/1982: Mittelschule

09/1982 – 07/1987: Studium an der Fakultät für Maschinenbau der Tongji-Universität in Schanghai, Abschluß mit Bachelor of Science (BSc)

09/1989 – 04/1991: Postgraduate am Institut für Fahrzeugtechnik der Tongji-Universität in Schanghai, Abschluß mit Master of Science (MSc)

12/1995 – 03/1996: Deutschkurs am Goethe-Institut Mannheim

Beruflicher Werdegang:

07/1987 – 08/1989: Assistent an der Fakultät für Maschinenbau der Tongji-Universität in Schanghai

04/1991 – 08/1994: Ingenieur in Fahrwerkentwicklung bei der Firma Guangzhou Peugeot Automobil AG in China

08/1994 – 11/1995: Leiter der Abteilung Versuch im Bereich Forschung und Entwicklung bei der Firma Guangzhou Peugeot Automobil AG in China

04/1996 – 10/2000: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

ab 11/2000: Entwicklungsingenieur in Pkw-Fahrwerk-Vorentwicklung bei der Volkswagen AG in Wolfsburg